

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI NAPOLI
"FEDERICO II"



FACOLTA' DI INGEGNERIA
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA MECCANICA PER L'ENERGETICA
DOTTORATO IN INGEGNERIA DEI SISTEMI MECCANICI
XVIII CICLO
TESI DI DOTTORATO

**VERSO LO SVILUPPO DI MOTORI DIESEL AD
INIEZIONE DIRETTA A BASSISSIME EMISSIONI
INQUINANTI (POST EURO V)**

Relatore:

Ch.mo Prof. Mariano Migliaccio

Coordinatore:

Ch.mo Prof. Raffaele Tuccillo

Correlatori:

Dott. Ing. Claudio Bertoli*

Dott. Ing. Carlo Beatrice*

Candidato:

Giovanni Avolio

Istituto Motori – C.N.R. Napoli

INDICE

Introduzione

Capitolo I – Combustione Diesel a Bassa Temperatura.....	1
1.1 – La Combustione Diesel Tradizionale	5
1.2 – La Combustione HCCI	15
1.3 – La Combustione PCCI.....	17
1.3.1 – UNIBUS – Uniform Buckly Combustion System.....	19
1.3.2 – MK – Modulated Kinetics	21
1.4 – Conclusioni	26
Bibliografia	27

Capitolo II – Progettazione ed Allestimento del monocilindrico da ricerca. 29	
2.1 – La Testata.....	32
2.2 – Il Blocco cilindro	34
2.3 – Il Manovellismo.....	38
2.3.1 – Biella e Pistone	39
2.3.2 – Albero Motore.....	41
2.4 – Il Basamento	48
2.5 – Bilanciamento delle forze alternative e rotanti	50
2.6 – Sistemi Ausiliari	56
2.6.1 – Circuiti di Aspirazione e Scarico	57
2.6.2 – Circuito di Alimentazione del Combustibile	62
2.6.3 – Circuito di Raffreddamento	69
2.6.4 – Circuito di Lubrificazione.....	70
2.7 – Strumentazione della Cella di Prova.....	72
2.7.1 – Banco per le Analisi dei Gas di Scarico	73
2.7.1.1 – Strumento per la misura della concentrazione di CO	75
2.7.1.2 – Strumento per la misura della concentrazione di CO ₂	77
2.7.1.3 – Strumento per la misura della concentrazione di HC	77

2.7.1.4 – Strumento per la misura della concentrazione di O ₂	78
2.7.1.5 – Strumento per la misura della concentrazione di NO _x	79
2.7.1.6 – Fumimetro 415S (AVL).....	79
Bibliografia	80
 Capitolo III – Allestimento del Pluricilindrico da Ricerca	82
3.1 – Il Motore 1.9 JTD M-Jet	86
3.2 – Sistemi Ausiliari	87
3.2.1 – Circuiti di Aspirazione e Scarico	87
3.2.2 – Circuito di Alimentazione del Combustibile	94
3.2.3 – Circuito di Raffreddamento	95
3.2.4 – Circuito di Lubrificazione.....	96
3.3 – Strumentazione della Cella di Prova.....	96
3.3.1 – Strumenti per la misura delle concentrazioni delle specie inquinanti e del particolato allo scarico del motore	97
3.3.1.1 – Lo Smart Sampler (AVL)	97
Bibliografia	103
 Capitolo IV – Avviamento e caratterizzazione del sistema di combustione del monocilindrico	104
4.1 – Prove senza Combustione	106
4.2 – Prove di Affidabilità del Propulsore	107
4.3 – Prove di Saturazione	109
4.4 – Combustioni Convenzionali	121
4.4.1 – Punto Operativo a 1500 giri/min e 2 bar di p.m.e.....	122
4.4.2 – Punto Operativo a 2000 giri/min e 5 bar di p.m.e.....	127
4.4.3 – Punto Operativo a 2500 giri/min e 8 bar di p.m.e.....	130
4.5 – Combustioni Alternative.....	134
4.5.1 – Punto Operativo a 1500 giri/min e 2 bar di p.m.e.....	134
4.5.2 – Punto Operativo a 1500 giri/min e 4 bar di p.m.e.....	138
4.6 – Confronto tra combustione convenzionale e quella a bassa temperatura ...	142
Bibliografia	145

Capitolo V – Caratterizzazione del sistema di combustione del	
pluricilindrico prototipo	146
5.1 – Valutazione delle prestazioni del motore pluricilindrico al variare dell'EGR in combustione convenzionale	148
5.1.1 – Punto Operativo a 1500 giri/min e 2 bar di p.m.e.....	149
5.1.2 – Punto Operativo a 1500 giri/min e 5 bar di p.m.e.....	156
5.1.3 – Punto Operativo a 2000 giri/min e 2 bar di p.m.e.....	163
5.1.4 – Punto Operativo a 2000 giri/min e 5 bar di p.m.e.....	169
5.1.5 – Punto Operativo a 2500 giri/min e 8 bar di p.m.e.....	176
5.2 – Valutazione delle prestazioni del motore pluricilindrico in combustione a bassa temperatura.....	179
5.2.1 – Punto Operativo a 1500 giri/min e 2 bar di p.m.e.....	180
5.2.2 – Punto Operativo a 1500 giri/min e 5 bar di p.m.e.....	183
5.2.3 – Punto Operativo a 2000 giri/min e 2 bar di p.m.e.....	185
5.2.4 – Punto Operativo a 2000 giri/min e 5 bar di p.m.e.....	189
5.3 – Conclusioni	190
Bibliografia	191
Conclusioni	192

Negli ultimi anni l'industria automobilistica sta vivendo un periodo di notevole fermento dal punto di vista tecnologico: l'incessante tendenza al rialzo del prezzo del petrolio, le sempre più sentite problematiche riguardanti l'inquinamento delle aree urbane di cui l'autoveicolo è considerato maggiore imputato, la "globalizzazione" e quindi l'instaurazione di una concorrenza a livello planetario continua e serrata, hanno spinto le case automobilistiche ad un progressivo incremento degli investimenti nel settore "ricerca e sviluppo" al fine di fornire prodotti sempre innovativi in grado di soddisfare le richieste di mercato.

Per l'automobilista moderno bassi consumi, "fun to drive" (ovvero piacere nella guida) e rispetto delle norme antinquinamento, sono diventati comandamenti nella scelta dell'acquisto di un'autovettura.

Le ultime stime, condotte sull'andamento del mercato automobilistico europeo, hanno evidenziato che le motorizzazioni diesel, per anni relegate al ruolo di comprimarie rispetto alle unità ad accensione comandata, hanno ormai raggiunto un ruolo di rispetto nel mercato soddisfacendo in pieno i desideri dei clienti. Questa crescita si deve principalmente all'introduzione, verso la metà degli anni '90, della tecnologia "Common Rail" ed all'estensione della sovralimentazione su tutte le motorizzazioni; in tal modo è stata creata una formula vincente basata sull'abbinamento di un'elevata coppia con bassi consumi in tutte le condizioni di funzionamento.

La principale sfida tecnologica del motore diesel è oggi rappresentata dal rispetto dei limiti alle emissioni di sostanze inquinanti. Nei paesi della Comunità Europea, andrà in vigore dal primo gennaio del 2006 la normativa EURO IV, relativa alle nuove limitazioni sulle emissioni di agenti inquinanti allo scarico di veicoli stradali ed in particolare di quelli leggeri (peso superiore ai 400kg e inferiore alle 3.5t) destinati al trasporto di persone (passenger cars). Le autovetture di ultima generazione già risultano essere equipaggiate con motori che rispettano i limiti prefissati dalla citata normativa. Tale obiettivo è stato raggiunto, come è possibile capire attingendo dalla letteratura scientifica, da una parte migliorando il sistema di combustione tradizionale (sistemi iniezione "Common Rail" di terza generazione [1], ottimizzazione della

fluidodinamica del motore, ecc.) dall'altra, invece, sviluppando nuove tecnologie relative al post-trattamento dei gas esausti (catalizzatori ossidanti, trappole di particolato, ecc.).

Nel prossimo futuro, la normativa EURO V, che entrerà probabilmente in vigore dal gennaio 2008, stabilirà, come indicato nella seguente figura 1, per il *trade-off* particolato – ossidi di azoto, una drastica riduzione delle concentrazioni di fumosità ammesse (0.005 g/km) ed una leggera riduzione dei valori consentiti per gli NO_x (0.20 g/km).

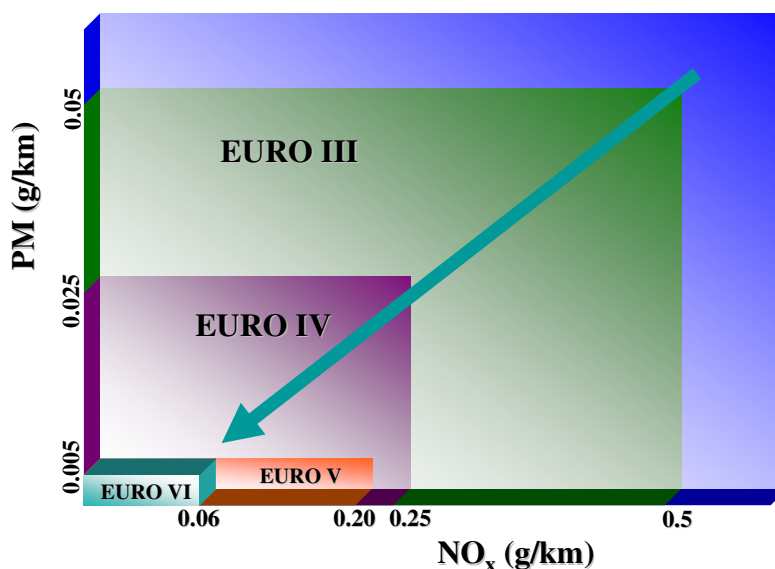


Figura 1: Valori ammessi per le concentrazioni di particolato e ossidi di azoto per le normative EURO III, IV, V, VI

Politica comune delle case automobilistiche per rientrare nella normativa EURO V è quella di installare obbligatoriamente lungo la linea di scarico le trappole per il particolato senza così effettuare drastiche modifiche al sistema di combustione operando solo sull'individuazione di nuove calibrazioni dei parametri operativi del motore.

Come si può osservare dalla figura sopra riportata i limiti stimati imposti dalla normativa EURO VI costituiscono una notevole complicazione per il successo delle motorizzazioni alimentate a gasolio a causa soprattutto della drastica riduzione delle emissioni ammesse per ossidi di azoto (0.006 g/km)

La problematica che oggi viene affrontata è quella, nel rispetto delle norme antinquinamento, di continuare a garantire al motore diesel bassi consumi ed eccellente fun-to-drive, il tutto con il minor costo addizionale possibile; è in questa direzione che le maggiori case automobilistiche ed i centri di ricerca internazionali sono al lavoro nello sviluppo di nuove soluzioni per il motore del futuro.

In particolare, in tale ambito, se da una parte una possibile soluzione è rappresentata dall'accoppiamento dei sistemi di combustione tradizionali con sistemi di post-trattamento dei gas esausti ancora più efficienti (catalizzatori DeNO_x), dall'altra, invece, l'interesse va concentrandosi sullo sviluppo di nuovi sistemi di combustione in grado di ridurre, già durante la fase di combustione stessa, le emissioni di ossidi di azoto e fuliggine senza far ricorso, quindi, a complessi sistemi di trattamento dei gas di scarico.

È evidente che la prima soluzione al problema, pur essendo già “tecnologicamente pronta”, è molto costosa ed inciderebbe in maniera notevole sul costo unitario del veicolo; la seconda soluzione, invece, è studiata con molto interesse poiché presenta le potenzialità, nel breve periodo, per rispettare le future norme antinquinamento, ed a lungo termine, di raggiungere l'obiettivo di un motore ad emissioni quasi zero (in terminologia anglosassone ULEV – Ultra Low Emission Vehicle).

Dal punto di vista concettuale possono essere individuate due principali tipologie di applicazioni di combustioni cosiddette “innovative”: la prima, usualmente chiamata in terminologia anglosassone HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition – Combustione per compressione di una carica omogenea) permette di limitare fortemente la formazione di NO_x e particolato preparando in camera di combustione una miscela quasi completamente omogenea in cui l'auto-ignizione avviene in maniera controllata contemporaneamente in tutta la camera di combustione [2]; lo stesso obiettivo può essere raggiunto seguendo una seconda tipologia che si basa sulla parziale premiscelazione del combustibile con l'aria e sul controllo della temperatura di fiamma per mezzo della diluizione della carica nel cilindro con gas esausti inerti (PCCI – Premixed Charge Compression Ignition) [3]. Allo stato attuale le applicazioni di entrambi questi sistemi di combustione sono, però limitate ai regimi di basso e medio carico (fino a 5 bar di pressione media

effettiva) con l'inconveniente di presentare un incremento del consumo specifico di carburante e delle emissioni di ossido di carbonio e idrocarburi incombusti.

Nel primo capitolo del seguente lavoro di tesi saranno, quindi, descritte in maniera più approfondita le principali caratteristiche dei sistemi di combustione a carica premiscelata ([4] [5] [6] [7]) evidenziandone i vantaggi e gli attuali limiti nonché i moderni sviluppi e le future ipotesi per una loro applicazione ai motori diesel veloci per la trazione stradale.

Nell'Istituto Motori del Consiglio Nazionale delle Ricerche di Napoli e nella fattispecie nel reparto Motori Diesel e Combustibili è forte l'interesse per l'approfondimento e lo sviluppo dei nuovi sistemi di combustione per una futura applicazione ai motori diesel veloci destinati alla trazione stradale leggera.

In particolare lo studio delle combustioni a bassa temperatura è affrontato in maniera integrata affiancando ad una fase di sperimentazione con un pluricilindrico prototipo derivato dalla produzione di serie ed un monocilindrico da laboratorio da esso derivato, lo studio mediante codici di simulazione numerica mono e tridimensionali.

In tale contesto il seguente lavoro di tesi illustra il lavoro di progettazione, realizzazione, allestimento e "start-up" di un motore monocilindrico diesel 4 tempi con sistema di iniezione diretta "Common Rail" di terza generazione (II° capitolo) [8], dell'allestimento e dello "start up" del motore pluricilindrico gemello (III° capitolo) e della sperimentazione, su entrambe le unità motrici, dedicata allo studio dei nuovi sistemi di combustione "a bassa temperatura" (IV° e V° capitolo).

È noto che, attingendo dalla letteratura scientifica, il successo delle combustioni a bassa temperatura si basa su di un preciso controllo del tempo di ritardo all'accensione in funzione di una corretto e sufficiente premiscelamento della carica. Come è noto il tempo di ritardo all'accensione risulta essere influenzato da più di un parametro ([9] [10] [11]) caratteristico del motore sia esso termodinamico (pressione e temperatura dell'aria aspirata, scambi termici, ecc.) sia esso geometrico (forma della camera di combustione, rapporto di compressione, ecc.) sia esso, infine, legato alla strategia di iniezione del combustibile (legge di iniezione, pressione di iniezione, ecc.);

ciò fa capire che il controllo del processo di combustione risulta essere complesso dato che ciascun parametro ha un peso differente ed un effetto a volte contrastante.

È necessario quindi per comprendere la fenomenologia delle combustioni a bassa temperatura avere la possibilità di isolare ciascun parametro per valutarne singolarmente l'effetto sulle prestazioni del motore.

In tale contesto il monocilindrico è lo strumento privilegiato per lo studio dei processi di combustione; infatti, concepito per permettere la gestione indipendente di tutti i parametri termodinamici di funzionamento e per garantire la possibilità di modificare l'architettura del motore, esso funge da "lente di ingrandimento" sul motore pluricilindrico, consentendo l'indagine sui processi dei sistemi di combustione avanzata e lo sviluppo delle soluzioni alle problematiche con essi annessi.

In quest'ottica, l'impianto messo a punto nei laboratori dell'Istituto Motori, descritto nel capitolo II [8], è caratterizzato da una struttura modulare che permette la facile sostituzione degli elementi costituenti il sistema (testa, manovellismo, cilindro) in modo da poter realizzare l'architettura richiesta ed effettuare in maniera semplice modifiche ai parametri geometrici del motore (rapporto di compressione, forma della camera di combustione, ecc.); inoltre, i sistemi ausiliari (circuito di lubrificazione, circuito di raffreddamento, circuito di adduzione del combustibile, ecc.) sono disaccoppiati dal motore in modo da consentirne la regolazione ed il controllo di tutti i parametri di funzionamento indipendentemente dal regime di rotazione. È chiaro che un sistema con tali caratteristiche permette, in linea di principio, l'individuazione e l'analisi dei principali parametri che controllano il processo di combustione nonché la possibilità di esplorare un campo di funzionamento più ampio data l'assenza delle forti correlazioni che sussistono sul motore di produzione.

Nella sua configurazione iniziale, il motore monocilindrico è stato progettato per realizzare l'architettura del Motore FIAT 1.9 JTD M-jet 16V nella sua versione EURO IV, che rappresenta lo stato dell'arte nell'ambito dei motori diesel veloci per la trazione stradale leggera. Tale motore è stato preso a riferimento poiché offre caratteristiche ottimali per l'applicazione dei nuovi

sistemi di combustioni a bassa temperatura, ma anche perché costituisce la cilindrata più rappresentativa nell'ambito del mercato europeo delle autovetture destinate al trasporto passeggeri.

La sperimentazione sul motore monocilindrico, descritta nel quarto capitolo del seguente lavoro di tesi, ha richiesto una fase preliminare che rendesse valide le ipotesi effettuate in fase di progetto; in particolare è stata svolta una serie di prove atte a verificare la dinamica del motore in tutti regimi di rotazione ammessi e l'affidabilità dell'intero sistema sotto prestabilite condizioni di carico. Inoltre, la fase preliminare ha avuto come scopo la verifica del corretto funzionamento di tutti i sistemi ausiliari accoppiati al motore nonché la taratura e la verifica della complessa strumentazione che correda il motore.

Le prime prove sperimentali sono state condotte per valutare l'efficienza termodinamica del sistema di combustione, mentre la successiva fase sperimentale è stata dedicata alla caratterizzazione delle prestazioni del monocilindrico adottando calibrazioni di funzionamento uguali a quelle del motore di riferimento (FIAT 1.9 JTD M-jet 16V). Ciò al fine di disporre di un database delle prestazioni del monocilindro corrispondenti a quelle del pluricilindrico in area EURO IV per valutare l'eventuale traslazione all'interno dell'area EURO V – VI, a seguito dell'adozione e dell'ottimizzazione dei sistemi di combustione a bassa temperatura.

Appare chiaro, però, che una campagna sperimentale basata sui soli risultati ottenuti con il monocilindrico risulta essere insufficiente per stabilire le potenzialità dei nuovi sistemi di combustione. Infatti le prestazioni del propulsore devono essere successivamente verificate sul motore pluricilindrico in termini di trend assoluti; infatti sebbene i due motori abbiano sistemi di combustione (alesaggio, corsa, camera di combustione, ecc.) e sistemi di iniezione gemelli (stesso flussaggio per i cinque iniettori), la complessa termo-fluidodinamica (differenti lavaggio, differenti scambi termici, ecc.) e la diversa meccanica (diverse potenze assorbite dai sistemi ausiliari) fanno sì che

essi presentino inevitabili differenze sia a livello di prestazioni (potenza, consumi, ecc.) che di emissioni inquinanti. Inoltre è necessario verificare che le calibrazioni ottenute sul monocilindrico siano realizzabili sul pluricilindrico di produzione data la totale flessibilità di funzionamento del monocilindrico che si oppone ad una operatività del pluricilindrico fortemente vincolata.

Nel capitolo III verrà quindi descritta la fase di messa al banco del motore pluricilindrico che come già ampiamente detto è derivato dal motore di serie Fiat 1.9 JTD 16V M-jet in versione EURO IV. Saranno quindi approfondite le modifiche effettuate sul propulsore per tenere conto degli sviluppi attuati dalla casa costruttrice nell'ottica del rispetto delle future normative antinquinamento ed inoltre saranno descritti i sistemi ausiliari al motore e le scelte progettuali riguardanti la loro implementazione.

Nell'ambito dello studio integrato sulle combustioni innovative sarà quindi descritto nel capitolo V la fase di sperimentazione del motore pluricilindrico che in una prima fase è stata dedicata alla caratterizzazione delle sue prestazioni adottando calibrazioni di funzionamento uguali a quelle del motore di riferimento e quindi disporre di un database delle prestazioni del pluricilindrico corrispondenti all'area EURO IV.

Una fase successiva è stata dedicata all'adozione e ottimizzazione di combustioni a bassa temperatura sul motore pluricilindrico.

I risultati relativi all'applicazione in precise condizioni di funzionamento di strategie di combustioni premiscelate hanno consentito di acquisire una prima sensibilità sulle problematiche derivate dall'adozione delle combustioni alternative su di un motore pluricilindrico.

Bibliografia

- [1] “Advanced Diesel Common Rail Systems for Future Emission Legislation” – Ulrich Dohle, Steffen Kampmann, Jürgen Hammer, Thomas Wintrich, Claus Hinrichsen – Robert Bosch GmbH, Stuttgart, Germany.
- [2] “Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) of Diesel fuel” - Allen W. Gray, Thomas W. Ryan - Southwest Research Institute - SAE Paper 971676 – 1997.
- [3] “Combustion and Emission Characteristic of Premixed Lean Diesel Combustion Engine” – K. Nakagome, N. Shimazaki, K. Niimura and S. Kobayashi – SAE Paper 970898 – 1997.
- [4] “HCCI Combustion in DI Diesel Engine” – R. Hasegawa, H. Yanagihara – SAE Paper 2003-01-0745, 2003
- [5] “Ultra-clean combustion technology combining a low-temperature and premixed combustion concept for meeting future emission standards” – S. Kimura, O. Aoki, Y. Kitahara, E. Aiyoshizawa – SAE Paper no. 2001-01-0200, 2001
- [6] “Trial of new concept diesel combustion system – premixed compression-ignited combustion” – Y. Iwabuchi, K. Kawai, T. Shoji, Y. Kaleda – SAE Paper no. 1999-01-0185, 1999
- [7] “Ignition timing control at Toyota “Unibus” combustion system” – H. Yanagihara – Proceedings of IFP International Congress on a New Generation of Engine Combustion Processes for the Future?, pp. 34-42, 2001
- [8] “Development of a Single Cylinder Direct Injection Diesel Engine for advanced combustion system studies” – G. Avolio, C. Beatrice, C. Bertoli – HTCES – Maggio 2005, Modena – Italy
- [9] “Il motore diesel per la trazione stradale” – C. Bertoli, M. Migliaccio – Rocco Curto Editore, 1989
- [10] M. Migliaccio, R. Della Volpe – “Motori a Combustione Interna” – Liguori Editore. 2000

- [11] “Internal Combustion Engine Fundamentals” – J.B. Heywood – McGraw-Hill, 2000

CAPITOLO I

Combustione Diesel a bassa temperatura

Negli ultimi anni il settore automobilistico ha conosciuto una fase di profondi e repentini cambiamenti caratterizzati da una forte evoluzione scientifica e tecnologica necessaria per far fronte al nuovo scenario mondiale che si andava delineando. Infatti l'incessante tendenza al rialzo del prezzo del petrolio, le sempre più sentite problematiche riguardanti l'inquinamento delle aree urbane di cui l'autoveicolo è considerato maggiore imputato, la "globalizzazione" e quindi l'instaurazione di una concorrenza a livello planetario continua e serrata, hanno spinto le case automobilistiche ad un progressivo incremento degli investimenti nel settore "ricerca e sviluppo" al fine di fornire prodotti sempre innovativi in grado di soddisfare un pubblico sempre più vasto ed esigente. In questa ottica la ricerca di unità motrici caratterizzate da bassi consumi, basso impatto ambientale nel rispetto delle norme antinquinamento, ma allo stesso tempo capaci di offrire prestazioni elevate e piacere nella guida (fun to drive), ha visto come protagonista i motori diesel. Infatti questi ultimi, con l'avvento del controllo elettronico della quantità iniettata di combustibile (sistemi "Common Rail" o iniettore pompa), sono stati caratterizzati da un rapido sviluppo che li ha condotti ad acquisire, in breve tempo, quasi la maggioranza del mercato automobilistico europeo. Il successo delle motorizzazioni diesel è infatti dovuto, rispetto alle unità motrici ad accensione comandata, appunto ad un'elevata efficienza termodinamica e in più ad una erogazione della coppia all'incirca costante in tutto il campo di funzionamento, assicurando prestazioni comunque elevate. Inoltre i sistemi di iniezione "Common Rail" hanno permesso di risolvere quei problemi tipici delle ormai obsolete unità a pompa meccanica o elettromeccanica. Infatti rumorosità eccessiva e instabilità della quantità iniettata da cilindro a cilindro e da ciclo a ciclo sono problematiche ormai superate.

Problemi attuali invece sono rappresentati dalla necessità di far fronte alle nuove normative europee in termini di inquinamento prodotto dai veicoli stradali per la trazione stradale leggera e comunque conservare i vantaggi che le unità motrici alimentate a gasolio comunque conservano su quelle ad accensione comandata.

Negli ultimi anni, a partire dalla normativa europea nota con EURO I, si è avuta una drastica riduzione delle concentrazioni ammesse di specie inquinanti prodotte allo scarico degli autoveicoli; infatti come si può notare dal diagramma di seguito riportato (figura 1-1) le riduzioni sono dell'ordine dell' 80%.

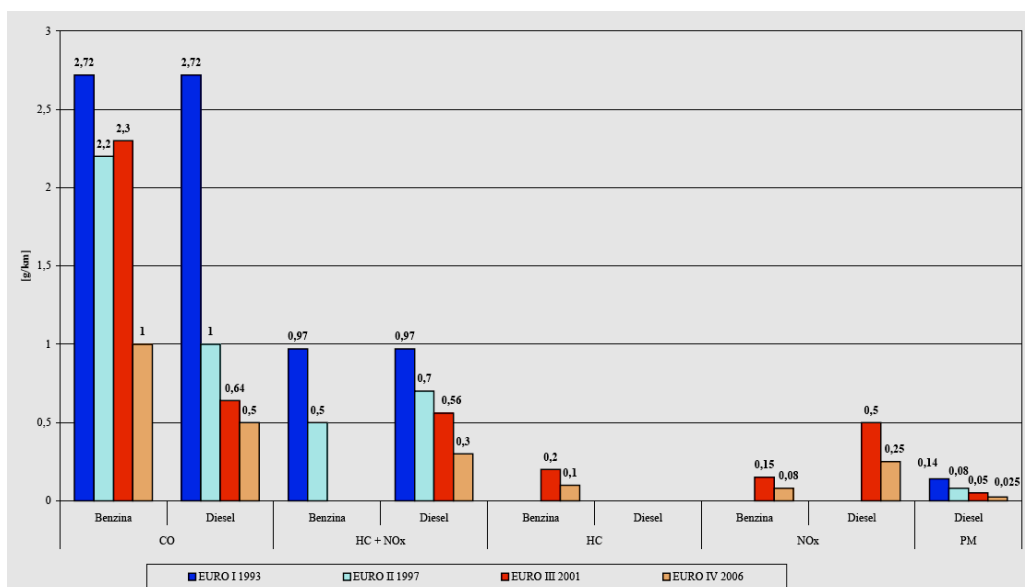


Figura 1-1: Riepilogo dei limiti alle emissioni inquinanti ammesse per i veicoli stradali leggeri destinati al trasporto passeggeri dal 1993 (EURO I) al 2006 (EURO IV) per motori diesel e benzina

Con la normativa EURO V che andrà in vigore a partire dal gennaio 2010, i cui limiti sono già stati sanciti (PM 0.005 g/km NO_x 0.20 g/km), e con la successiva normativa EURO VI ancora in fase di studio, si assisterà ad un'ulteriore diminuzione delle quantità ammesse di agenti inquinati come si può evincere dal seguente diagramma riportato in figura 1-2:

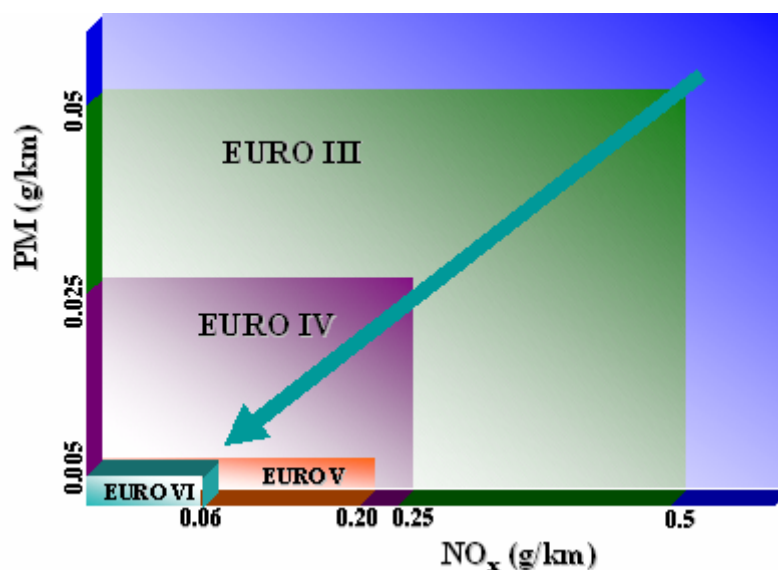


Figura 1-2: Trade-off NO_x e particolato ammesso per le future normative EURO V e EURO VI (stimato)

Tali limitazioni comportano, soprattutto per le motorizzazioni alimentate a gasolio, un notevole complicazione dato che proprio il particolato e gli ossidi di azoto sono le principali fonti inquinanti della combustione diesel.

Strategia comune delle case automobilistiche per far fronte alla normativa EURO V, è quella di effettuare, rispetto alle unità motrici omologate EURO IV, solo lievi modifiche al sistema di combustione che, comunque, rimarrà quello tradizionale, ma soprattutto sviluppando sistemi di post-trattamento più efficienti e installando in maniera definitiva le trappole per il particolato. Secondo alcune stime effettuate tali strategie consentiranno agevolmente di rientrare nelle limitazioni imposte dalla normativa EURO V, conservando, comunque, quegli standard di efficienza termodinamica, coppia e potenza ormai acquisiti.

Con la normativa EURO VI che paventa stesse valori di particolato ma differenti limiti per gli ossidi di azoto (0.06 g/km) nuove strade dovranno essere intraprese.

La prima che potremmo definire tecnologica, consiste nell'applicare allo scarico un ulteriore dispositivo in grado di ridurre le concentrazioni di ossidi azoto (catalizzatori DeNO_x) e allo stesso tempo ottimizzare la combustione in virtù di un pacchetto di sistemi di post-trattamento fortemente complesso. Questa soluzione sebbene tecnologicamente sia alla portata, oggi infatti modelli di catalizzatori deNox sono già sul mercato, risulta essere quella economicamente più svantaggiosa, visto che aumenterebbe notevolmente il prezzo della componentistica a bordo veicolo.

Di conseguenza si fa largo la convinzione che la riduzione delle concentrazioni di ossidi di azoto e particolato debba essere effettuata sin dalla fase di combustione vera e propria. In tale ottica soprattutto a partire dall'inizio degli anni '90 sono stati ripresi studi riguardanti la combustione di miscele omogenee aria-combustibile e sono state sviluppate le prime applicazioni nei motori a combustione interna [1] [2] [3] [4]. In particolare oggi si parla dell'applicabilità ai motori per la trazione stradale leggera del processo di combustione noto come HCCI (in terminologia anglosassone Homogeneous Charge Compression Ignition) che è niente altro che la combustione per compressione di una carica omogenea aria-combustibile. Come sarà ampiamente descritto in questo capitolo le combustioni omogenee di combustibili diesel presentano l'enorme vantaggio di ridurre già durante la fase di combustione le emissioni di ossidi di azoto e particolato poiché permettono basse temperature di combustione accoppiate all'assenza di zone

ricche di combustibile [5], garantendo inoltre, nella generalità dei casi, una buona efficienza termodinamica e una buona stabilità ciclica. Tali processi di combustione risultano però essere difficili da controllare in termini di inizio della combustione e in termini di gradienti di pressione e inoltre presentano l'enorme svantaggio di poter essere applicati solo in una ristretta zona della mappa giri-carico corrispondente a basse introduzioni di carburante.

Epping et al. [5] hanno verificato che i vantaggi della combustione HCCI sono strettamente legati alla realizzazione all'interno del cilindro di una carica più omogenea possibile. Si capisce che, in tal ambito, giocano un ruolo fondamentale le caratteristiche del combustibile stesso e soprattutto la sua tendenza ad evaporare. Si comprende che i combustibili gassosi o quelli liquidi con elevata volatilità (benzina, gpl, ecc) più si prestano ad alimentare motori funzionanti in modalità HCCI; mentre il gasolio, per la sua bassa volatilità, richiederebbe tempi enormi per la sua corretta e completa miscelazione con l'aria. Ciò comporterebbe la difficile applicazione dell'HCCI per motori alimentati a gasolio. Studi effettuati [6] [7] [8] hanno però dimostrato che vantaggi nella riduzione delle emissioni possono essere comunque raggiunti con combustioni premiscelate di cariche eterogenee, note come, in letteratura scientifica con la terminologia anglosassone, Premixed Charge Compression Ignition (PCCI).

A differenza delle combustioni HCCI la carica all'interno del cilindro non è omogenea, ma la riduzione di particolato e ossidi di azoto avviene grazie ad una tipica combustione diesel premiscelata, in cui una forte quantità di inerti presenti nel cilindro permette l'abbassamento delle temperature di combustione. Ai vantaggi sopra descritti corrispondono però, come per gli HCCI, una limitata applicazione ai carichi bassi, una super produzione di incombusti dovuti alle basse temperature di combustione, ma soprattutto un incremento dei consumi e della variabilità ciclica e da cilindro a cilindro, data la notevole quantità di inerti presenti in camera.

In questo capitolo verranno descritte e analizzate le modalità di combustione diesel tradizionale HCCI, PCCI approfondendo per quest'ultima soprattutto quali sono le peculiarità e i conseguenti vantaggi. Inoltre sarà descritto lo stato dell'arte in merito ai suddetti processi di combustione innovativi e gli obiettivi ancora da raggiungere per l'applicabilità di queste combustioni ai motori per la trazione stradale leggera.

1.1 La combustione diesel tradizionale

Prima di descrivere i moderni sistemi di combustione per i motori diesel è necessario descrivere brevemente il processo di combustione “tradizionale” ed i meccanismi di formazione delle specie inquinanti allo scarico.

La combustione nei motori diesel è un processo turbolento, instazionario, fortemente eterogeneo ed è strettamente legato a due importanti fattori: l'immissione del combustibile nel cilindro e la autoaccensione della sua miscela con l'aria [10].

Il rapporto globale aria/combustibile (α) in un motore diesel è globalmente povero; a causa della poca volatilità del gasolio e dei brevissimi tempi a disposizione per la miscelazione del combustibile con l'aria, le condizioni locali sono fortemente eterogenee, ovvero ci sono zone in cui il rapporto locale aria/combustibile è molto ricco e altre in cui il combustibile è ben miscelato; pertanto la combustione risulta essere più o meno incompleta e le emissioni inquinanti più o meno ingenti.

I moderni motori diesel veloci per la trazione stradale leggera sono tutti ad iniezione diretta, nel senso che il combustibile viene iniettato direttamente nel cilindro.

Una schematizzazione molto efficace della combustione per questo tipo di motore prevede una divisione in quattro fasi: ritardo all'accensione, combustione premiscelata, combustione diffusiva, ossidazione, tutte distinguibili dallo studio della legge di velocità di rilascio del calore (in terminologia anglosassone ROHR - Rate Of Heat Release) di cui è riportato in figura 1.1-1 un esempio.

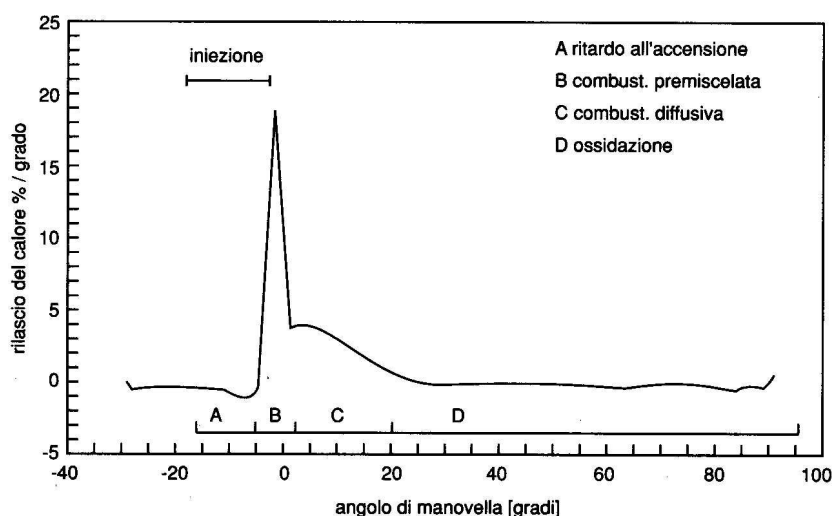


Figura 1.1-1: Grafico della funzione della velocità di rilascio del calore [10]

Il ritardo all'accensione è il tempo caratteristico che trascorre dall'istante in cui si ha l'iniezione del combustibile fino a quando avviene l'accensione della miscela stessa; questo parametro è caratteristico del combustibile, del sistema di combustione e delle condizioni di funzionamento; esso dipende dal tempo necessario alla formazione della miscela tra aria e combustibile e da un tempo chimico, caratteristico del gasolio, una volta instaurate le condizioni di pressione e temperatura necessarie per l'autoignizione [10] [11].

Durante il tempo di ritardo all'accensione, a causa delle elevate temperature raggiunte per via dell'alto rapporto di compressione del motore, il combustibile, prima ancora che si verifichi l'autoaccensione, subisce le prime trasformazioni che consistono nella formazione di composti ossigenati, causa della successiva combustione. La miscela così formata si brucia istantaneamente provocando un gradiente di pressione. Questa fase, assimilabile ad una combustione omogenea in condizioni povere, è condizionata dalla legge di iniezione e dal tempo di ritardo all'accensione. Tale fase, che prende il nome di combustione premiscelata, è identificabile sull'andamento del R.O.H.R. riportato in figura 1.1-1, nel punto in cui è visibile una brusca variazione della sua pendenza.

In questa fase la combustione è pressoché completa perché avviene in condizioni ricche di ossigeno: la formazione di fuliggine è scarsa così come quella di ossido di carbonio, mentre si ha una massiccia produzione di anidride carbonica, tipico prodotto della combustione completa e le velocità di formazione degli ossidi di azoto risultano essere massime date le notevoli temperature in gioco [10].

A questa prima fase molto rapida segue in generale una fase più lenta: la fase di combustione diffusiva. Questa riguarda il combustibile non ancora miscelato con l'aria; esso viene a trovarsi in un mezzo in cui la combustione è già sviluppata; le forti temperature in gioco provocano una crackizzazione delle molecole del combustibile abbassando la velocità di reazione; inoltre, condizioni locali di alta temperatura e carenza di ossigeno portano alla formazione di fuliggine e di ossido di carbonio [10].

L'ultima fase è quella di ossidazione. In questa fase il processo di combustione è ormai completo, ma l'alta temperatura e l'ossigeno ancora presenti fanno sì che le specie chimiche formate continuino a reagire ossidandosi. L'ossidazione riguarda soprattutto la fuliggine prodotta durante la fase diffusiva che si presenta come una sorta

di prodotto combustibile; essa si ossida nella zona di fiamma quando viene a contatto con ossigeno non bruciato. La fuliggine emessa allo scarico è pertanto il risultato del bilancio tra i processi di formazione e di ossidazione che sono concomitanti durante tutta la combustione. Bisogna osservare che l'efficienza del processo di ossidazione della fuliggine è molto elevata (90 – 95%) per cui, la reale quantità emessa allo scarico è solo una piccola percentuale di quella formata durante la combustione diffusiva [10].

L'iniezione diretta viene, oggi, prevalentemente realizzata utilizzando il sistema di iniezione "Common Rail" [12]. Questo permette di iniettare in camera di combustione il combustibile ad alta pressione in modo da migliorare l'atomizzazione, l'evaporazione e la miscelazione del gasolio con l'aria intrappolata nel cilindro.

Il combustibile iniettato in camera di combustione, appena prima che avvenga la combustione, si trova sotto forma di goccioline di diverse dimensioni ciascuna circondata da un film di aria e vapore di gasolio. La grandezza delle gocce dipende dal processo di atomizzazione dello spray, il quale è a sua volta influenzato da alcuni parametri termodinamici (pressione di iniezione, pressione in camera, ecc.), ed alcuni geometrici (disegno dei fori del pulverizzatore, ecc.).

La miscelazione del combustibile con l'aria avviene principalmente nelle zone esterne dello spray. La velocità di miscelazione dipende dalla turbolenza nella camera di combustione, e dalla velocità relativa tra lo spray e l'aria [11].

A partire da queste osservazioni è intuitivo capire che le goccioline più grandi danno luogo a miscele locali ricche e quindi in carenza di ossigeno: questa è una prima spiegazione alle cause della formazione degli inquinanti (soprattutto particolato ed incombusti).

La figura 1.1-2 illustra orientativamente come le varie parti del getto di combustibile e della fiamma influiscono sulla formazione di ossidi di azoto, idrocarburi incombusti e fuliggine durante le fasi di combustione premiscelata e diffusiva in un motore diesel ad iniezione diretta.

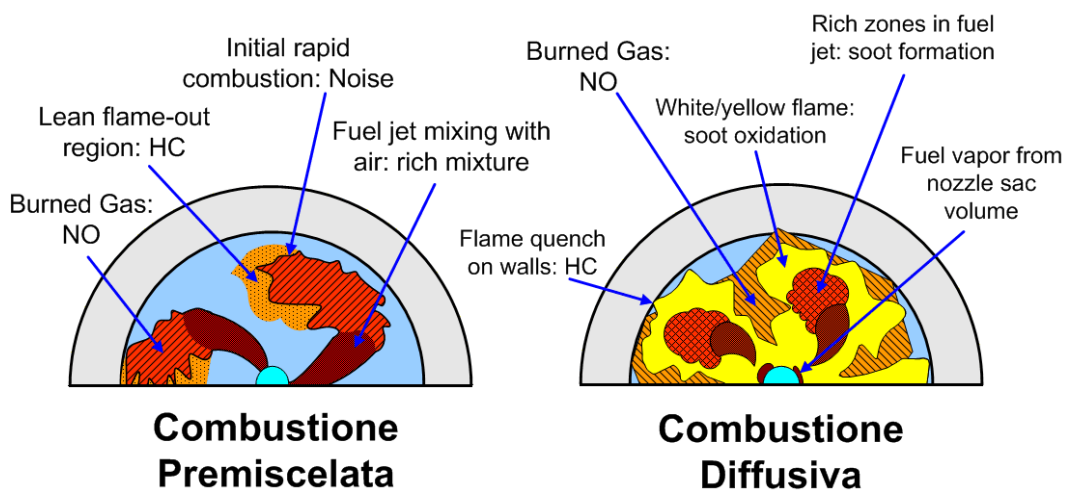


Figura 1.1-2: Sintesi della formazione degli inquinanti in un motore diesel ad iniezione diretta durante le fasi della combustione premiscelata e diffusiva [11]

A questo punto è utile, per comprendere meglio il seguito, chiarire ancora meglio i meccanismi di formazione degli ossidi di azoto e del particolato nei motori diesel.

NO_x - La principale fonte di NO_x è l'ossidazione dell'azoto (molecolare) atmosferico; anche i combustibili contengono azoto ma in percentuali tanto piccole da poter essere considerate trascurabili.

Il meccanismo di formazione degli ossidi di azoto è stato largamente studiato; oggi si ritiene che il modello più esauriente sia quello proposto da Zeldovich per le combustioni in cui il rapporto aria/combustibile sia prossimo al valore stechiometrico. Le reazioni che governano la formazione e la riduzione degli NO sono:



A partire da queste reazioni si può esprimere la velocità di formazione:

$$d[\text{NO}]/dt = K[\text{N}_2][\text{O}] + k'[\text{NO}]^2[\text{O}][\text{O}_2]^{-1}$$

dove [NO][N₂][O][O₂] sono le concentrazioni molari dei prodotti e K e k' sono espressioni del tipo:

$$K = k \exp(-E/RT)$$

con E energia di attivazione, T temperatura assoluta, R costante dei gas.

La velocità di formazione è quindi funzione esponenziale della temperatura assoluta.

Come si può vedere dai grafici riportati in figura 1.1-3, alte temperature, superiori ai 1500°C portano ad una elevata velocità di formazione di ossidi di azoto.

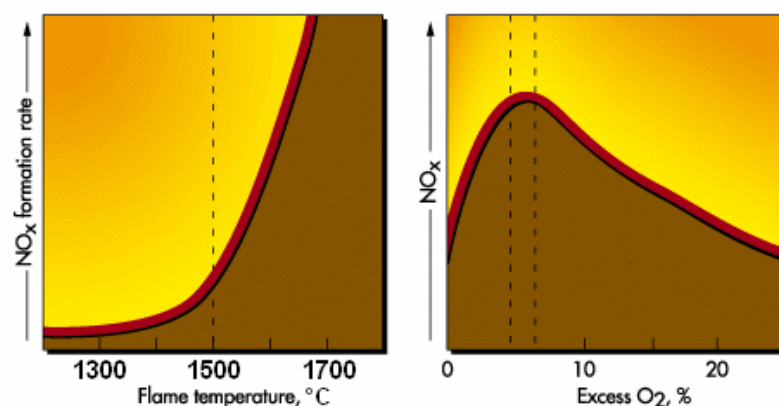


Figura 1.1-3: Velocità di formazione degli ossidi di azoto con la temperatura (sinistra) e con l'eccesso di ossigeno (destra)

Nei motori a combustione interna la maggiore formazione degli ossidi di azoto si ha quando le temperature dei gas combusti raggiungono il valore massimo, cioè poco dopo il raggiungimento del picco massimo di pressione nel cilindro. Durante la corsa di espansione le temperature dei gas combusti diminuiscono provocando il congelamento delle reazioni chimiche degli NO e quindi rallentandone il processo di decomposizione.

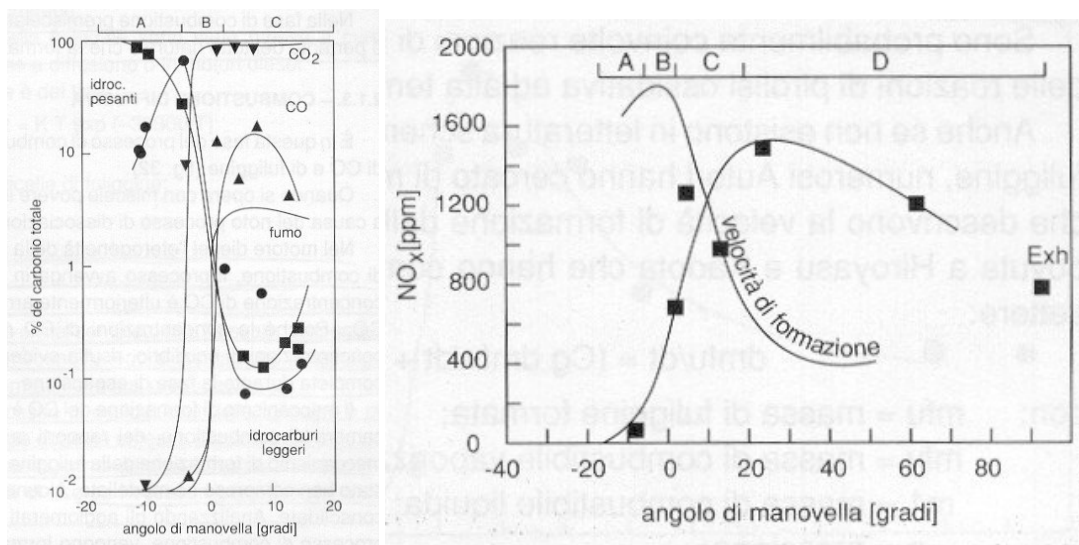


Figura 1.1.-4: (a sinistra) Sintesi delle evoluzioni delle diverse specie durante la combustione; (a destra) evoluzione del NO_x durante la combustione (Exh – valore allo scarico) [10]

Un modo per diminuire la velocità di formazione degli ossidi di azoto è quello di diluire l'aria in aspirazione con dei gas inerti (ad esempio i gas esausti riciclati - EGR); infatti, in tal modo, si provoca una riduzione della velocità di combustione e di conseguenza una riduzione delle temperature massime nel cilindro [10] [11] [13].

Soot – Il processo di formazione del fumo è complesso e non ancora ben compreso: le alte temperature e pressioni del gas in camera di combustione, la complessa composizione del carburante, la presenza di un ambiente turbolento e la natura non stazionaria del processo rendono difficile interpretare le fasi fondamentali della formazione del soot nel contesto della combustione nei motori Diesel moderni.

In letteratura scientifica [14] si è concordi ad affermare che la fuliggine è costituita da materiali carboniosi, generati dalla combustione, sui quali vengono adsorbiti alcuni composti organici.

La maggiore consistenza del soot è data dalla parziale combustione degli idrocarburi del gasolio, ma una parte non trascurabile è anche dovuta alla presenza, in camera di combustione, di olio lubrificante, causata dal tra filamento attraverso i guida valvole e gli anelli raschia olio dei pistoni.

Il processo di formazione e di ossidazione [14] del soot ha luogo all'interno del cilindro durante tutta la fase di combustione. A temperature superiori ai 500°C, le

singole particelle sono principalmente costituite da “grappoli” di numerose “sfere” di carbonio, con pochi atomi di idrogeno. Quando la temperatura scende al di sotto dei 550°C, nelle fasi più avanzate dell'espansione e durante la fase di scarico, le particelle si rivestono adsorbendo composti organici ad alto peso molecolare che includono idrocarburi incombusti e idrocarburi ossigenati (chetoni, esteri, acidi organici, ecc.). Il materiale condensato include anche specie inorganiche come biossido di azoto, biossido di zolfo (SO_2) che a contatto con l'umidità presente in atmosfera, genera acido solforico (H_2SO_4).

Alcuni studi dividono il processo di formazione e sviluppo della fuliggine in cinque fasi:

- 1) Pirolisi – In condizioni di alte pressioni ed alte temperature le molecole di combustibile diventano instabili e si spezzano in piccole strutture di idrocarburi.
- 2) Formazione di precursori in fase gassosa – Le piccole strutture di idrocarburi formano dei precursori in fase gassosa. Le prime molecole sono principalmente particelle di acetilene, che danno inizio alla formazione di composti aromatici e policromatici (PAH).
- 3) Nucleazione – Le molecole gassose si condensano a formare piccole particelle solide (soot); le dimensioni variano da 5 nm fino ad 80 nm.
- 4) Crescita superficiale – Le particelle reagiscono con quelle circostanti adsorbendo composti organici.
- 5) Agglomerazione – Quando le particelle sono cresciute in diametro fino a diverse decine di nm, si addensano insieme a formare grappoli formati da oltre 4000 sferule con diametri che possono arrivare fino ad 1 μm .

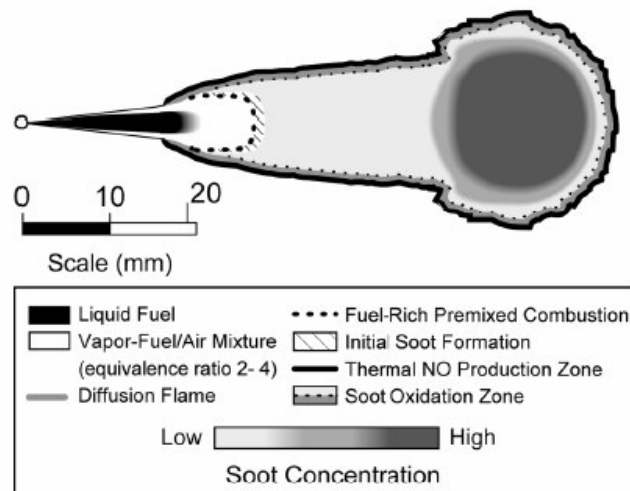


Figura 1.1-5: modello di combustione diffusiva prima della fine dell'iniezione [14]

In figura 1.1-5 è presentato un modello per la descrizione delle zone di formazione ed ossidazione del soot e dell'ossido di azoto. Il modello mostra le regioni dello spray in cui sono attese la formazione di fuliggine, l'ossidazione della fuliggine stessa e la produzione di NO durante la prima parte della combustione diffusiva. Analizzando meglio la figura notiamo ancora che la formazione iniziale di soot avviene appena sotto la zona in cui si ipotizza abbia luogo la fiamma di combustione premiscelata. Le prime piccole particelle di soot formate nel “cuore” dello spray crescono man mano che si muovono verso la parte terminale del getto fino a raggiungere la zona della fiamma diffusiva. La fiamma diffusiva è causa della formazione di radicali OH ad alta concentrazione che sono i principali responsabili dell'ossidazione del soot [14].

Un esempio dell'evoluzione del processo di formazione e ossidazione della fuliggine in camera di combustione, a riprova di quanto affermato, è riportato in figura 1.1-6, dove è descritto lo sviluppo della combustione in un motore diesel 4T iniezione diretta “Common Rail” otticamente accessibile.

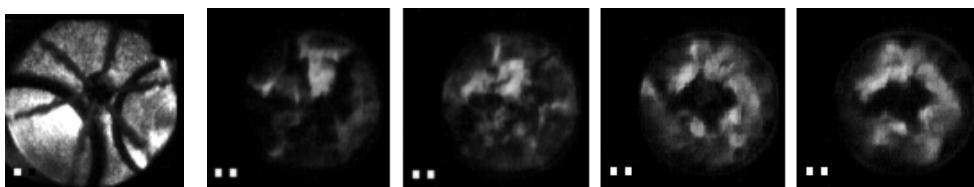


Figura 1.1-6: Radiazione emessa da particelle di soot incandescenti in un motore diesel “common rail” otticamente accessibile [12]

Come già accennato il soot può essere ossidato da diverse specie chimiche presenti nelle fasi finali della combustione, come O_2 , CO_2 o radicali OH ; inoltre, l'ossidazione del soot è fortemente influenzato dalle condizioni di turbolenza e di temperatura presenti in camera di combustione. La turbolenza incrementa il mixing delle particelle di fuliggine con l'ossigeno o con i radicali OH ; la temperatura, come è intuibile osservando la figura 1.1-7, incrementa la velocità di reazione. L'estinzione della combustione dovuta alle basse temperature durante la corsa di espansione è, infine, responsabile della insufficiente ossidazione della fuliggine prodotta.

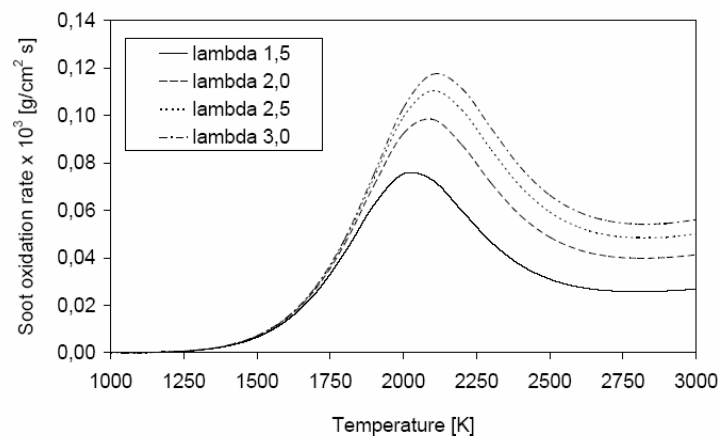


Figura 2.1-7: Velocità di ossidazione del soot in funzione della temperatura [14]

I risultati in figura 2.1-7 sono riportati per diversi valori del λ ($\alpha/\alpha_{\text{stech}}$, α esprime il rapporto tra la massa d'aria intrappolata e la massa di combustibile iniettato) e quindi mostrano diverse condizioni della pressione di ossigeno.

Ulteriore risultato che si può trarre dalla letteratura scientifica [16] è che è che riducendo le temperature di combustione si può ridurre la velocità di formazione della fuliggine e quindi le sue concentrazioni allo scarico. Questo aspetto rappresenta l'elemento vincente per i nuovi sistemi di combustione in quanto la riduzione delle temperature di combustione permette il contemporaneo abbattimento delle emissioni di ossidi di azoto e particolato durante la fase di combustione.

1.2 La combustione HCCI

La combustione HCCI è un processo in cui una miscela omogenea aria-combustibile autoaccende per compressione; il processo coinvolge tutti i punti della camera di combustione, contemporaneamente, una volta instauratesi le condizioni necessarie e sufficienti di pressione e temperatura per l'autoignizione. Infatti come spiegato da Onischi et al. [17] il rilascio del calore nella combustione HCCI avviene regolarmente coinvolgendo tutta la miscela mentre ad esempio nei motori ad accensione comandata la combustione evolve interessando frazioni di miscela sempre maggiori sviluppando la maggiore quantità possibile di calore.

Le combustioni HCCI possono inoltre essere caratterizzate, ciò dipende dal tipo di combustibile e dalle condizioni operative del motore, dallo sviluppo di fiamme fredde o combustioni a bassa temperatura; studi effettuati [18] hanno stabilito che combustibili con formula chimica contenente almeno tre atomi di carbonio o con un numero di cetano abbastanza elevato, in modalità HCCI bruciano originando una fase di combustione a bassa temperatura che è distinta e anticipata rispetto alla combustione principale.

Le reazioni chimiche di fiamma fredda, la cui temperatura di accensione è stata misurata intorno ai 700 K, sono debolmente esotermiche e sono generate dalla reazione del generico idrocarburo R con ossigeno, tramite estrazione di un atomo di idrogeno, a formare idroperossidi del tipo ROOH. Tali fiamme non producono, comunque, un incremento di temperatura sufficiente alla formazione di radicali attivi intermedi OH ed H, prodotti principalmente dalla dissociazione di H_2O_2 e di H_2 al di sopra degli 800 K e precursori dell'innesco delle reazioni a catena che portano all'accensione principale [18].

Comunque la quantità di radicali generata facilita lo sviluppo della combustione principale, una volta che, durante la fase di compressione, si sono raggiunte le temperature necessarie per l'autoaccensione.

Gray et al. [5] hanno valutato che caratteristica principale delle combustioni HCCI di combustibili diesel è la contemporanea riduzione, già durante la fase di combustione, di ossidi di azoto e particolato. Gray mette in luce che la combustione di una carica omogenea globalmente povera permette da un lato, di ridurre notevolmente l'estensione delle zone caratterizzate da un rapporto aria-combustibile ricco, tipico dell'eterogeneità

della combustione convenzionale e inoltre, eliminando quasi completamente la fase diffusiva, consente un abbattimento delle temperature di combustione.

Inoltre Onischi et al. [17] evidenziano, analizzando l'evoluzione ciclica di una combustione HCCI, che essa è caratterizzata da una notevole stabilità ciclica accoppiata ad un'elevata efficienza termodinamica se confrontata con un motore ad accensione comandata; la giustificazione risiede nelle caratteristiche del processo dove il rilascio del calore coinvolge contemporaneamente tutti i punti della camera di combustione, senza lo sviluppo di un fronte di fiamma, la cui propagazione è notevolmente influenzata dalle condizioni locali della miscela.

È ben chiaro che tale discorso risulta essere valido se ripetibili sono le condizioni al contorno; infatti l'enorme problema delle combustioni HCCI è quello di non essere caratterizzato da uno start esterno che ne influenza l'inizio della combustione e la modalità con cui la combustione stessa evolve; infatti nei motori ad accensione comandata la combustione è strettamente legata all'istante in cui la candela scocca la scintilla e nei motori diesel il processo è determinato dallo start e dalla legge di iniezione.

Nei motori HCCI l'inizio della combustione dipende soprattutto dallo sviluppo delle condizioni termodinamiche e dalle caratteristiche della miscela aria combustibile durante le fasi di aspirazione e compressione; ciò significa che non solo sono influenti le condizioni termo-chimiche della miscela all'interno del cilindro (pressione e temperatura, rapporti locali aria-combustibile, ecc.) [19], ma anche le interazioni tra la miscela stessa ed il sistema in cui evolve; condizioni al contorno quali la temperatura delle pareti del cilindro, lo scambio termico sono parametri che possono influenzare notevolmente le condizioni della miscela e quindi i suoi fenomeni di autoignizione determinando grandi variazioni del motore in termini di prestazioni e emissioni inquinanti.

Si può comunque affermare che lo sviluppo della combustione inteso come start e ROHR dipende fondamentalmente da due classi di parametri: la prima raggruppa tutte le variabili che influenzano i processi di auto-accensione della miscela; la seconda, invece, individua tutti i possibili parametri che determinano dei cambiamenti in quella che l'evoluzione termodinamica della miscela durante la sua intera fase di formazione.

La costituzione di un processo di combustione HCCI che sia robusto nel senso che si annullino le possibili variazioni tra cilindro e cilindro, da ciclo a ciclo, costituisce la chiave di volta per l'applicabilità di sistemi HCCI per motori destinati all'autotrazione.

1.3 La combustione PCCI

Come affermato nel paragrafo introduttivo per i motori diesel l'applicazione di strategie di combustione HCCI risulta presentare alcune difficoltà dovute soprattutto alla natura del combustibile. Infatti la poca volatilità del gasolio risulta essere di ostacolo alla formazione di una miscela omogenea all'interno del cilindro; i tempi per una completa vaporizzazione del gasolio e di una sua miscelazione con l'aria risulterebbero essere troppo lunghi tanto da richiedere in sistemi ad iniezione diretta iniezioni molto anticipate [20] o addirittura iniezioni nel condotto di aspirazione.

In entrambi i casi problemi come l'impatto del getto sulla parete della camera di combustione e la formazione di un film liquido di combustibile all'interno del condotto d'aspirazione comporterebbero enormi svantaggi in termini di emissioni di incombusti, consumi specifici e formazione di particolato, a meno di più o meno complesse soluzioni. Infatti in letteratura si possono trarre esperienze relativi allo studio di diversi sistemi di iniezione di diverso. Akagawa et al. [20] hanno valutato l'influenza del disegno del polverizzatore per minimizzare la penetrazione del getto in camera di combustione in fasi come quella di aspirazione o inizio compressione, dove la ridotta densità dell'aria non costituisce elemento frenante per le gocce di combustibile iniettato.

Di conseguenza sebbene vi siano studi effettuati sulla possibilità di realizzare anche per i motori diesel condizioni di funzionamento in modalità HCCI, l'attenzione dei maggiori centri di ricerca internazionali e delle case automobilistiche si è concentrata su di un modello di combustione a metà strada tra l'HCCI e la combustione diesel convenzionale: tale sistema di combustione noto in letteratura come Premixed Charge Compression Ignition consiste nella combustione per compressione di una carica premiscelata fortemente diluita con inerti.

È chiaro che in tale condizione di funzionamento non è richiesta l'omogeneità della miscela ma solo la riduzione, grazie ad una sufficiente premiscelazione, dell'estensione delle zone a rapporto ricco aria-combustibile.

Inoltre allo stesso modo è palese che la diluizione con gas inerti favorisce l'abbassamento delle temperature di combustione con contemporanea riduzione delle velocità di formazione degli ossidi di azoto e del particolato.

Se a ciò si aggiunge che la combustione premiscelata permette angoli di combustione ridotti, con conseguente maggiore efficienza del motore, è facile intendere come la strategia di combustione PCCI rappresenti il futuro per le motorizzazioni alimentate a gasolio; infatti con una sua applicazione si è in grado di rientrare nelle limitazioni imposte dalle normative europee in materia di inquinanti e conservare allo stesso tempo quegli standard di efficienza che caratterizza i motori diesel.

Le combustioni PCCI come tutte le combustioni a bassa temperatura è caratterizzata dall'assenza di un evento esterno legato all'inizio della combustione; di conseguenza fattori come la temperatura e la pressione della carica all'inizio della fase di compressione, la composizione della miscela, le condizioni termiche operative contribuiscono alla determinazione dell'inizio dell'accensione e quindi variazioni possono influenzare pesantemente le prestazioni del motore.

È chiaro che un primo obiettivo della sperimentazione delle combustioni premiscelate a bassa temperatura è il controllo robusto dell'inizio della combustione per evitare fenomeni di detonazione della miscela (combustione molto anticipata) o di mancata accensione o instabilità della combustione (combustione molto ritardata).

In tale ambito, inoltre, il controllo risulta essere importante, nell'ambito di una applicazione a bordo veicolo, tra cilindro e cilindro per evitare che la complessa termofluidodinamica che caratterizza i moderni motori diesel, determini in ciascun cilindro differenti condizioni operative, causando una forte disomogeneità di funzionamento inaccettabile.

A ciò si aggiunge una limitazione di queste strategie di combustione in condizioni di basso e medio carico. Ciò è chiaro se si considera che la miscelazione del combustibile con l'aria è un evento dominante e distintivo delle prestazioni del motore.

Infatti all'aumentare del carico e quindi della massa introdotta all'interno del cilindro, è necessario avere un tempo di ritardo all'accensione almeno superiore alla durata dell'iniezione, per evitare che venga iniettato combustibile in un mezzo, dove le temperature elevate per la combustione in atto, determinino la formazione dei precursori del fumo; inoltre all'aumentare del carico è necessario, inoltre, un tempo maggiore per

la miscelazione, in modo che sia ridotta l'estensione in camera di combustione delle zone rapporto aria-combustibile ricco.

Nel considerare ciò non si deve perdere di vista la necessità di realizzare un processo di combustione efficiente; ovvero la sua fasatura rispetto al PMS e la sua durata devono tenere in conto di problematiche quali il consumo specifico e le emissioni di incombusti oggi non trascurabili.

Per tali motivi la realizzazione di un bilancio tra grado di premiscelazione, efficienza di combustione e riduzione delle emissioni di particolato e ossidi di azoto risulta essere notevolmente complesso.

Di seguito sono riportati in dettaglio alcuni tentativi di applicazione di strategie di combustione premiscelata a bassa temperatura a motori diesel veloci destinati alla trazione stradale leggera.

1.3.1 Unibus – Uniform Buckly Combustion System – Toyota Motor Corporation

Il sistema in esame è stato sviluppato su di un motore 4 cilindri derivato dalla produzione di serie DOHC 4-valve con una cilindrata totale di 2982 cm³ e rapporto di compressione pari a 18.4, con sistema di iniezione diretta “Common Rail” [21].

Esso è costituito da due iniezioni una fortemente anticipata nella fase di compressione (44° C.A. BTDC) ed una seconda iniezione che funge da “start” del processo di combustione leggermente posticipata nella fase di espansione (13° C.A. ATDC).

Il concetto principe del sistema UNIBUS è realizzare con l'iniezione iniziale una miscela premiscelata ricca di radicali attivi e di idrocarburi leggeri, frutto di reazioni di combustione a bassa temperatura, in grado di auto-accendere in maniera controllata, riducendo le temperature di combustione e la formazione di zone ricche di combustibile in camera di combustione. Il controllo dell'istante di auto-ignizione avviene mediante un'ulteriore iniezione, posticipata rispetto alla precedente, tale da creare, in camera, le condizioni stechiometriche per la combustione.

Il successo del sistema UNIBUS sta in un perfetto controllo della prima fase, ovvero di quella che intercorre tra la prima e la seconda iniezione; infatti vantaggi di

tale modalità di combustione si riscontrano fin quando non si verificano nel cilindro condizioni tali da innescare anche per la prima iniezione reazioni di alta temperatura.

L'analisi della velocità di rilascio del calore per una strategia UNIBUS mostra quindi una prima fase caratterizzata dall'insorgere delle cosiddette fiamme fredde che danno luogo alle prime reazioni di ossidazione degli idrocarburi promuovendo lo sviluppo in camera di radicali attivi e idrocarburi leggeri che miscelandosi con l'aria sono poi disponibili per la successiva fase di combustione (principale). Appare chiaro che in tali condizioni le basse temperature di combustione, dovute alla diluizione della carica e il forte grado di premiscelazione, determinano una contemporanea riduzione delle emissioni di ossidi di azoto e del particolato. (90% e 60% rispettivamente).

Di contro fenomeni di impatto getto-parete caratteristici di iniezioni molto anticipate e la stessa diluizione sono causa di riduzioni dell'efficienza di combustione dell'intero sistema che si traducono in un incremento dei consumi e delle emissioni di incombusti.

Consegue che la strategia UNIBUS necessita di un perfetto controllo delle quantità iniettate e della loro fasatura all'interno del ciclo.

Infatti Yanigihara et al. hanno mostrato che sia l'aumento di quantità iniettata che un minor anticipo dell'iniezione determinano un peggioramento nelle emissioni di ossidi di azoto e particolato poiché in tali condizioni reazioni di combustione di alta temperatura investono le quantità introdotte inizialmente.

Lo stesso autore ha inoltre evidenziato che parametri quali la pressione e la temperatura della carica in aspirazione e il tasso di ricircolo, influenzando anch'esso le pressioni e le temperature caratteristiche della fase di compressione, contribuiscono determinare condizioni di autoaccensione precedenti l'iniezione secondaria comportando come detto un deterioramento dei vantaggi caratteristici delle combustioni premiscelate.

Ulteriore problema che caratterizza tale sistema è la realizzazione di condizioni di carico più elevate; ancora una volta la chiave di volta sta nell'oculato controllo delle temperature e delle pressioni caratteristiche della compressione all'atto della prima iniezione. Infatti lo stesso autore mette in luce come un incremento del tempo di ritardo all'accensione senza penalizzare ulteriormente il rendimento del motore e la produzione di incombusti in seguito a iniezioni molto anticipate possa essere realizzato producendo

un raffreddamento della carica (EGR raffreddato) o mediante un abbassamento del rapporto di compressione.

1.3.2 MK – Modulated Kinetics – Nissan Motor Company

Un altro sistema studiato e portato all'applicazione finale su veicoli commerciali è quello sviluppato dalla Nissan Motor Company, che è anche noto col nome di MK (Modulated Kinetics) [7].

Il sistema MK nient'altro è che una combustione premiscelata a bassa temperatura, che permette di ridurre simultaneamente le emissioni di NO_x e particolato allo scarico.

Esso consiste in una sola iniezione posticipata rispetto al PMS; l'incremento del ritardo all'accensione dovuto alla fasatura dell'iniezione unito a intensi moti d'aria realizzati internamente al cilindro, assicurano una corretta premiscelazione della carica; la diluizione di quest'ultima con alti tassi di EGR garantisce basse temperature di combustione.

Questo sistema di combustione, il cui utilizzo nella sua prima generazione è stato limitato solo ai bassi carichi ed alle basse velocità, è integrato su un motore diesel DI con quattro valvole per cilindro in produzione dal giugno del 1998 per il mercato Giapponese.

Il concetto base delle combustioni MK è semplificato nello schema riportato in figura 1.3.2-1.

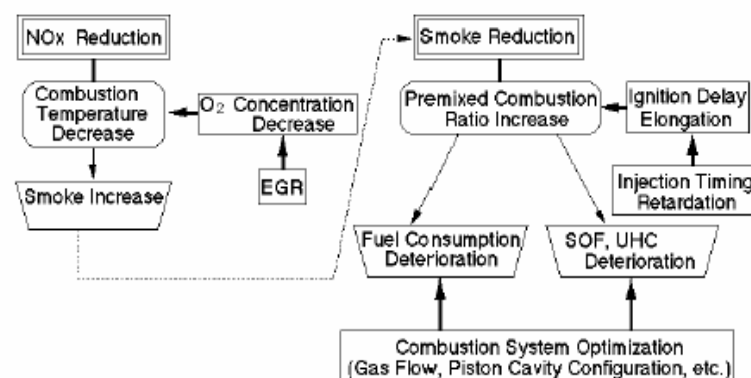


Figura 1.3.2-1: Schema del nuovo concetto di combustione introdotto dalla Nissan con l'MK [7]

Come gli altri sistemi esso ha l'obiettivo di abbassare le temperature di fiamma per ridurre gli NO_x . Tale condizione è ottenuta mediante elevati tassi di EGR. La conseguente riduzione della concentrazione di ossigeno determina un aumento della fumosità riducendosi la concentrazione di O_2 (15 – 16%) in camera di combustione.

Tale fenomeno viene evitato cercando di creare nel cilindro una carica premiscelata. Per ottenere questo risultato è richiesto dal sistema MK un ritardo all'accensione più lungo ed un rapido mixing. Un aumento del tempo di ritardo all'accensione, già favorito dall'utilizzo di alti tassi di EGR [13], si ottiene posticipando l'iniezione del combustibile (da 7° BTDC a 3° ATDC); per favorire la dispersione del carburante iniettato è stata utilizzata una camera di combustione toroidale. Infine, per frenare la produzione di HC e SOF (Soluble Organic Fraction – frazione solubile organica di particolato) e migliorare le velocità di ossidazione del soot, la testa ed il pistone sono stati disegnati per creare nel cilindro un elevato moto di swirl.

Osservando la figura 1.3.2-2 si possono notare gli effetti delle singole modifiche sulle emissioni nell'ordine con cui sono appena state illustrate.

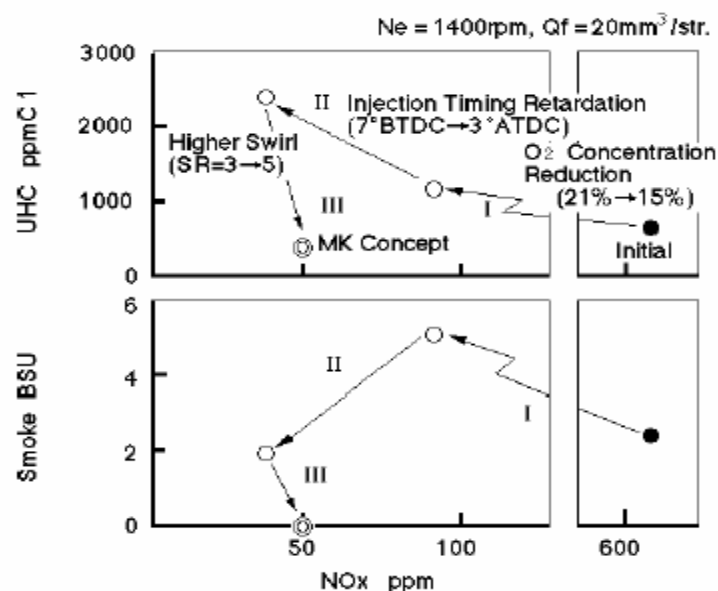


Figura 1.3.2-2: Effetti sulla riduzione delle emissioni di ogni fattore di combustione [4]

Con la configurazione MK sono state sostanzialmente ridotte le emissioni di ossido di azoto (la riduzione specificata dagli ingegneri della Nissan è del 90 – 95%) riducendo sensibilmente la produzione di particolato.

Bisogna mettere in evidenza che con la metodologia appena descritta l'autoaccensione è controllata, nei limiti di tempo in cui la combustione MK può essere realizzata, dalla fasatura di iniezione, così come avviene in un motore diesel tradizionale, ed è questo un netto vantaggio del sistema MK rispetto ai sistemi di combustione PCCI con iniezione anticipata rispetto al PMS dove lo start di combustione è maggiormente legato all'evoluzione termodinamica della carica durante la fase di aspirazione e compressione..

Il processo di combustione è stato anche osservato con l'aiuto di strumenti fotografici ad alta velocità. I risultati sono mostrati in figura 1.3.2-3 e paragonati ad una combustione tradizionale.

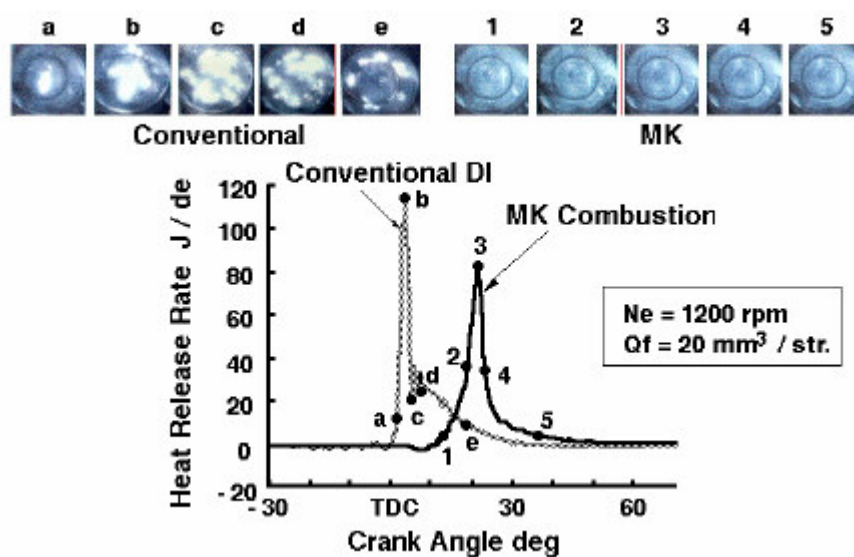


Figura 1.3.2-3: Confronto delle velocità di rilascio del calore del processo MK e di un sistema DI convenzionale [7]

Come si può ben notare dalla figura, l'inizio del rilascio del calore per il processo MK è chiaramente in ritardo rispetto a quello di una combustione normale. Inoltre si può notare un valore massimo ridotto della velocità di rilascio di calore del sistema MK rispetto a quella tradizionale, che ha l'effetto di ridurre il rumore di combustione. Ancora, a differenza della combustione tradizionale in cui si possono distinguere le fasi

di combustione premiscelata e diffusiva, la curva dell'MK mostra una singola fase di completa combustione premiscelata. Dalle foto, infine, emergono ancora più nette le sostanziali differenze, infatti, nel caso della combustione MK, la fiamma è durante tutta la durata del processo pressochè impercettibile, indicando una ridotta fumosità e temperature di combustione più basse.

Una seconda generazione del sistema MK ha ulteriormente esteso il campo di applicabilità di questa strategia di combustione fino al punto di poter essere impiegato su tutto il campo operativo del motore durante la procedura di omologazione 10-15 modi come richiesto dalla normativa giapponese (figura 1.3.2-4).

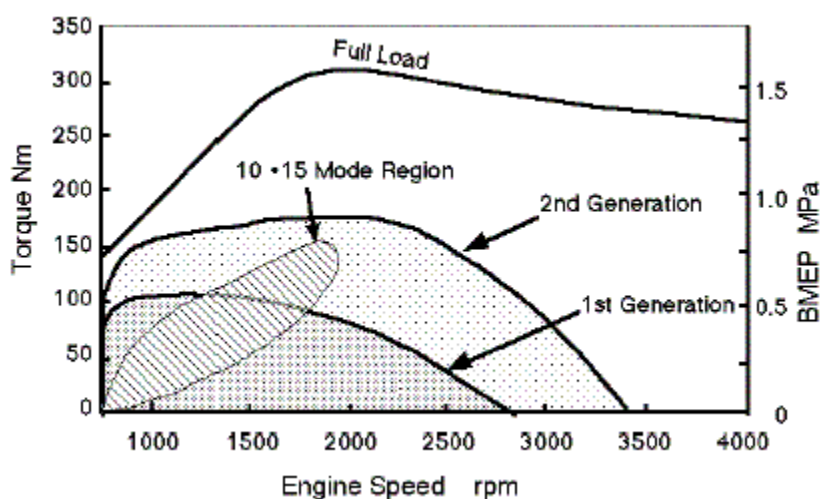


Figura 1.3.3-4: Range operativo della prima generazione del processo MK e obiettivi di funzionamento per la seconda [7]

I problemi incontrati nello sviluppo della combustione MK verso zone con carico più elevato sono stati fondamentalmente due. Primo, il tempo di ritardo all'accensione è ridotto all'aumentare del carico. Secondo, il tempo di iniezione è aumentato a causa della maggiore quantità di combustibile introdotta. La somma di questi due effetti rende impossibile completare l'iniezione di tutto il combustibile prima della combustione, e quindi, venendo a mancare uno dei principi del sistema di combustione descritto, rende impossibile l'applicazione dell'MK senza opportune correzioni.

L'approccio al problema è stato schematizzato in figura 1.3.2-5.

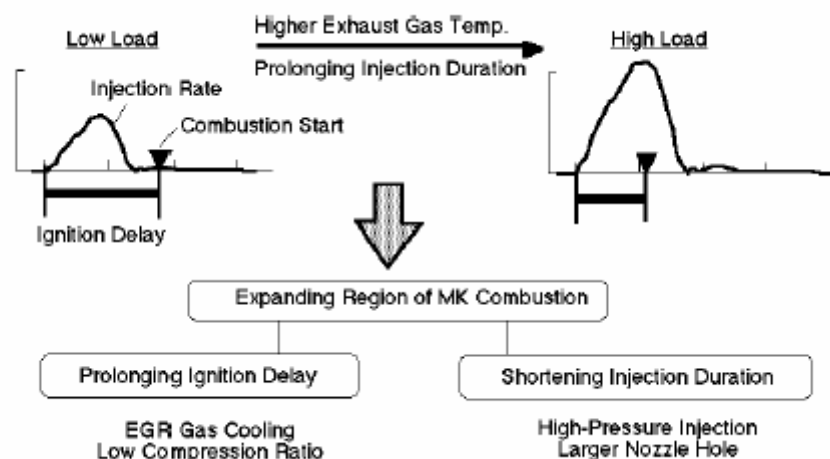


Figura 1.3.2-5: Metodi per estendere la regione di combustioni MK [7]

L'obiettivo fondamentale, nel tentativo di prolungare il tempo di ritardo all'accensione, è stato di abbassare la temperatura dei gas presenti in camera di combustione al punto morto superiore della corsa di compressione; per ottenere questo risultato è stato inserito uno scambiatore di calore sul circuito degli EGR per abbassare la temperatura dei gas combusti prima del loro ingresso nel collettore di aspirazione ed è stato diminuito il rapporto di compressione (da 18:1 a 16:1). D'altra parte, il tempo di iniezione può essere ridotto con iniezioni ad alta pressione ed aumentando la permeabilità dell'iniettore.

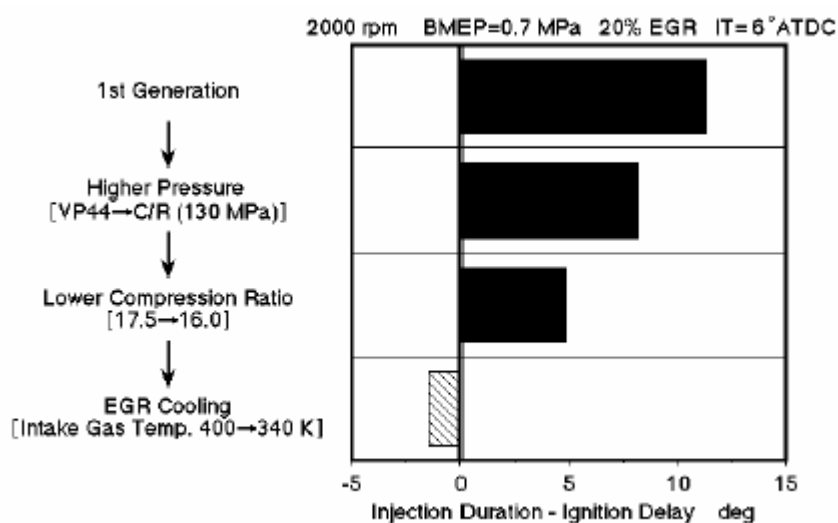


Figura 1.3.2-6: Effetti della pressione di iniezione, del rapporto di compressione e del raffreddamento degli EGR sulla relazione tra durata dell'iniezione ed il ritardo all'accensione [7]

In figura 1.3.2-6 sono visibili le influenze, relative delle modifiche apportate, rispetto al rapporto tra durata dell'iniezione e ritardo all'accensione.

L'attuale sistema MK propone evidenti benefici dal punto di vista delle emissioni. Gli NO_x prodotti sono ridotti del 98% rispetto ad un motore convenzionale che lavora senza EGR, mentre, se comparato con un motore convenzionale che sfrutta gli EGR, gli ossidi di azoto sono circa 4 o 5 volte minori; le emissioni di particolato, inoltre, non superano quelle di un motore diesel convenzionale. Buoni risultati sono ottenuti anche sotto l'aspetto dei consumi che sicuramente sono penalizzati per questo tipo di sistema in quanto la combustione è spostata nella fase di espansione rispetto al diesel convenzionale.

Dei test condotti su un veicolo equipaggiato con un sistema MK di seconda generazione con un catalizzatore 5-way (che include l'ossidazione ed un catalizzatore assorbente per gli NO_x ed un filtro per il particolato), hanno dimostrato che in condizioni MK possono essere raggiunti gli standard ULEV ($\text{NO}_x < 0.07 \text{ g/mile}$ e $\text{PM} < 0.01 \text{ g/mile}$).

1.4 Conclusioni

L'esame dei due modelli di combustione precedentemente descritti risulta essere stato fondamentale nella definizione e realizzazione del programma di ricerca descritto nei successivi capitoli. Infatti, indipendentemente dalle singole caratteristiche, entrambi mettono in luce la necessità di diminuire le pressioni e temperature caratteristiche della fase di compressione in modo da garantire lo sviluppo di combustioni premiscelate a bassa temperatura, con i benefici che ne derivano, senza penalizzare altri aspetti quali il rendimento del motore e le concentrazioni di incombusti allo scarico.

Controllo delle temperature dei gas ricircolati e abbassamento del rapporto di compressione sembrano costituire la chiave di volta del successo delle combustioni premiscelate.

Bibliografia

- [1] “Homogeneous-charge compression ignition (HCCI) engines” – R. H. Thiring – SAE Paper no. 892068, 1989
- [2] “A study of Gasoline Fueling Compression Ignition Engine” – Y. Yshibashi – JSAE Paper no. 2001-01-0549, 2001
- [3] “Premixed lean diesel combustion (PREDIC) using impingement spray system” – Y. Nishijima, Y. Asaumi, Y. Aoyagi – SAE Paper no. 2001-01-1892, 2001
- [4] “Exhaust purification of diesel engines by homogeneous charge with compression ignition” – H. Ishii, N. Koike, H. Suzuki, M. Okada – SAE Paper no. 970315, 1997
- [5] “Homogeneous charge compression ignition (HCCI) of diesel fuel” – A. Gray, T. W. Ryan – SAE Paper no. 971676, 1997
- [6] “The potential oh HCCI combustion for high efficiency and low emission” – K. Epping – SAE Paper no. 2002-02-1923, 2002
- [7] “Ultra-clean combustion technology combining a low-temperature and premixed combustion concept for meeting future emission standards” – S. Kimura, O. Aoki, Y. Kitahara, E. Aiyoshizawa – SAE Paper no. 2001-01-0200, 2001
- [8] “Trial of new concept diesel combustion system – premixed compression-ignited combustion” – Y. Iwabuchi, K. Kawai, T. Shoji, Y. Kaleda – SAE Paper no. 1999-01-0185, 1999
- [9] “Ignition timing control at Toyota “Unibus” combustion system” – H. Yanagihara – Proceedings of IFP International Congress on a New Generation of Engine Combustion Processes for the Future?, pp. 34-42, 2001
- [10] “Il motore diesel per la trazione stradale” – C. Bertoli, M. Migliaccio – Rocco Curto Editore, 1989
- [11] “Internal Combustion Engine Fundamentals” – J.B. Heywood – McGraw-Hill, 2000
- [12] “Common Rail – An Attractive Fuel Injection System for Passenger Car DI Diesel Engines” – M. Ricco, G. Stumpp – SAE Paper no. 960870, 1996
- [13] “Effect of EGR on Heat Release in Diesel Combustion” – N Ladommatos, S. M. Abdelhalim, H. Zhao, Z. Hu – SAE Paper no. 980184, 1998

- [14] “A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging” – J. Dec – SAE Paper 970873, 1997
- [15] “Two Color Diagnostic Technique for Diesel Combustion Analysis” – G. Avolio, C. Beatrice, C. Guido, K. Sison – Istituto Motori – CNR, 2003
- [16]
- [17] “Active Thermo-atmospheric combustion (ATAC) – a new combustion process for internal combustion engines” – S. Onishi et al. – SAE Paper no. 790501, 1979
- [18] “Mixture Formation and Combustion Control for Low Emission DI Diesel Combustion with HCCI-characteristics – E. Muller, A. Groenendijk – THIESEL 2002 Conference on Thermo and Fluid-dynamic Processes in Diesel Engines, 2002
- [19] “Influence of mixture quality on homogeneous compression ignition” – M. Christensen et al. – SAE Paper no. 982454, 1998
- [20] “Approaches to solve problems of the premixed lean diesel combustion” – H. Akagawa, T. Miyamoto, A. Harada, S. Sasaki, N. Shimazaki, T. Hashizume, K. Tsujimura – SAE Paper no. 1999-01-0183, 1999
- [21] “HCCI Combustion in DI Diesel Engine” – R. Hasegawa, H. Yanagihara – SAE Paper no. 2003-01-0745, 2003

CAPITOLO II

***Progettazione ed allestimento del
monocilindrico da ricerca***

L'applicazione delle strategie di combustione alternative (low temperature combustion, HCCI, PCCI) ai motori diesel per la trazione stradale leggera richiede uno studio specifico sull'individuazione dei principali parametri che le controllano, siano essi geometrici (rapporto di compressione, forma della camera di combustione, ecc.) o termodinamici (temperatura e pressione di sovralimentazione, tasso di EGR, ecc.) ed una loro accuratissima calibrazione.

Come già riportato nel capitolo introduttivo, quindi, la necessità di effettuare dei test avendo la possibilità di variare indipendentemente tutte le variabili in gioco ha suggerito la realizzazione di un motore monocilindrico i cui parametri operativi possano essere perfettamente controllati e regolati. Questo tipo di sistema risulta essere caratterizzato da una struttura modulare, nel senso che ciascun elemento che lo costituisce (testa, manovellismo, cilindro) può essere facilmente sostituito in modo da realizzare la configurazione geometrica del motore richiesta; i parametri di funzionamento, invece, possono essere variati mediante l'impiego di sistemi ausiliari disaccoppiati dal motore e indipendenti dal suo regime di rotazione.

Appare chiaro che un sistema tanto versatile sarebbe di difficile attuazione utilizzando un motore pluricilindrico di serie, in cui si è vincolati sia dal punto di vista strutturale sia dalle forti correlazioni che esistono tra il propulsore ed i sistemi ausiliari ad esso connessi.

Il motore sviluppato dall'Istituto Motori del C.N.R. di Napoli è un monocilindrico diesel 4 tempi, 4 valvole, con sistema di iniezione diretta "Common Rail" di terza generazione [1] ed è composto, nelle sue parti fondamentali, dal basamento, dal blocco cilindro, dalla testata e dal manovellismo.

Il basamento, del tipo "vibrazioni-zero", è stato fornito dal Centro Ricerche Fiat ed è stato modificato successivamente in Istituto Motori; il blocco cilindro e l'albero motore sono stati progettati e realizzati in Istituto Motori; la testata, la biella e il pistone sono derivati dalla produzione di serie.

Nella sua configurazione iniziale il motore monocilindrico è stato progettato per realizzare l'architettura del Motore FIAT 1.9 JTD M-jet 16V nella sua versione EURO IV che rappresenta lo stato dell'arte nell'ambito dei motori diesel veloci per la trazione stradale leggera. Tale motore è stato preso a riferimento poiché le sue caratteristiche geometriche (corsa, alesaggio, ecc.) offrono condizioni ottimali per l'applicazione delle

combustioni a bassa temperatura, ma anche, perché la sua cilindrata è la più rappresentativa nell'ambito del mercato europeo delle autovetture equipaggiate con motori diesel destinate al trasporto passeggeri.

In figura 2-1 è riportata un immagine del monocilindrico montato al banco.

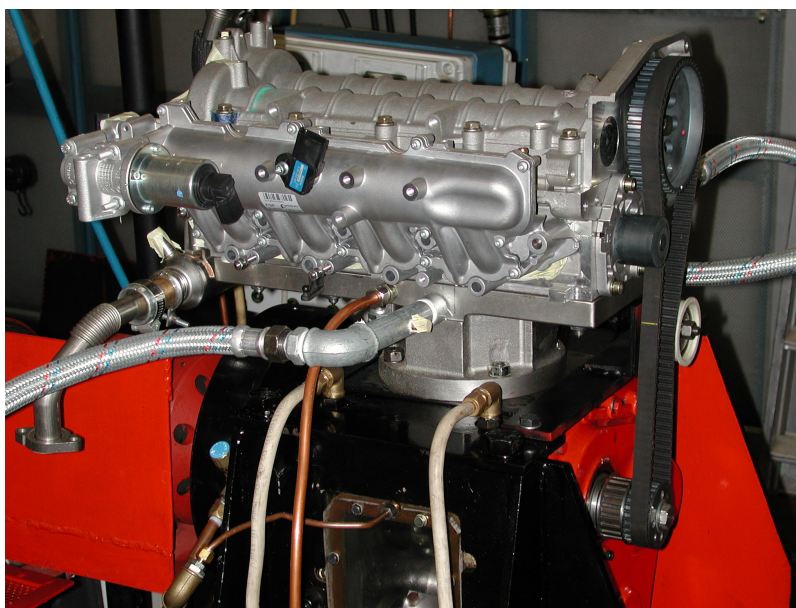


Figura 2-1: Complessivo del motore monocilindrico

Le caratteristiche principali del motore sono riportate in tabella 2-1.

Caratteristiche motore monocilindrico diesel 4T DI 4V	
Alesaggio [mm]	82
Corsa [mm]	90
Rapporto di compressione	16.5
Cilindrata [cm³]	475
Numero di valvole	4
Fasatura Valvole	Asp: -10, 21 Sca: 40, -6
Sistema di iniezione	Fiat Multijet Common Rail III gen.
Polverizzatore	Ks 1.3/86 Microsac 7 fori Flussaggio 440mm³/30 s/ 100bar

Tabella 2-1: Caratteristiche principali del motore

La sovralimentazione, il raffreddamento, la lubrificazione e l'alimentazione del combustibile sono assicurati da sistemi ausiliari che, come detto, sono disaccoppiati dal motore.

Nei paragrafi seguenti saranno esposte le caratteristiche principali dei singoli componenti che costituiscono il motore e dei sistemi ausiliari.

2.1 La Testata

Come già anticipato la testata utilizzata è quella del motore di serie FIAT 1.9 JTD M-Jet 16V nella versione EURO IV. Questa scelta è giustificata dalla difficoltà di dover progettare e realizzare ex-novo una testata per motore monocilindrico, che riproduca le medesime condizioni termo-fluidodinamiche della testata di serie. A ciò si aggiunge la convenienza di un prodotto non prototipo in termini di manutenzione e di costi ad essa annessi.

La testata presenta, come si osserva in figura 2.1-1, per ogni cilindro, la sede per un iniettore verticale centrale e quattro valvole, due di aspirazione e due di scarico, mosse da due alberi a camme in testa secondo lo schema di distribuzione riportato in figura 2.1-1, caratterizzato dall'impiego di punterie idrauliche per il recupero dei giochi meccanici.

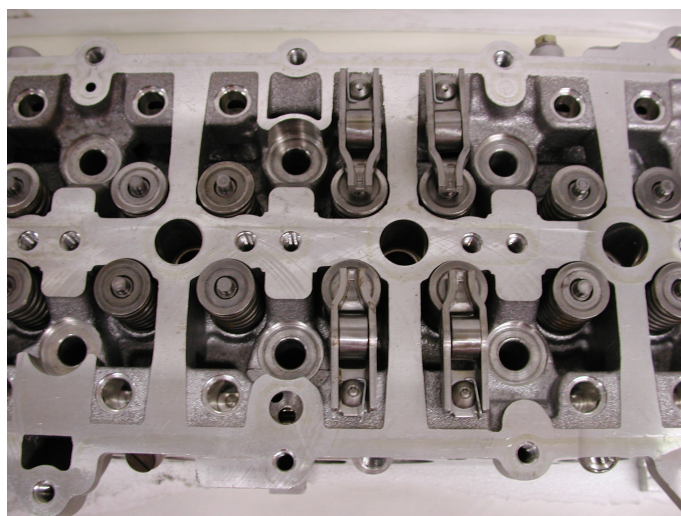


Figura 2.1-1: Foto della testata priva del sovratesta

Dovendo lavorare con un unico cilindro la testata ha subito delle lievi modifiche: prima di tutto, sono stati rimossi, relativamente ai cilindri non utilizzati, i bilancieri ed i corrispondenti pistoncini idraulici; in particolare, al posto di questi ultimi, nelle relative sedi, sono stati inseriti dei tappi in modo da sigillare e quindi tenere in pressione il circuito idraulico per il recupero dei giochi tra le valvole e i bilancieri in uso (quelli relativi al secondo cilindro contando dal lato della distribuzione) [1].

Inoltre per installare in camera di combustione un trasduttore veloce per la misura istantanea della pressione all'interno del cilindro, la sede adibita al montaggio della candeletta è stata opportunamente lavorata per l'alloggiamento del porta-trasduttore e del trasduttore ad esso accoppiato.

Infine per separare i circuiti di raffreddamento della testata e della canna cilindro e, quindi, per ottenere un migliore controllo sulle loro temperature di esercizio, sono stati sigillati i condotti di passaggio del fluido refrigerante tra testa e monoblocco.

Ponendo attenzione alla figura 2.1-2, in cui è raffigurato uno schema dei condotti di aspirazione e scarico del motore, si può notare che i due condotti di aspirazione hanno forma diversa: uno è di tipo “tuffante”, l'altro è, invece, di tipo “elicoidale”. La diversa forma dei condotti influenza in maniera decisa il moto dell'aria nel cilindro che è un fattore fondamentale nel processo di combustione perchè influenza la miscelazione della carica all'interno del cilindro stesso.

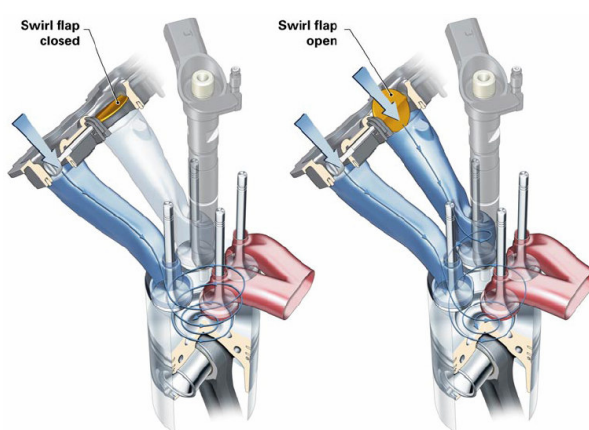


Figura 2.1-2: schema dei condotti di aspirazione e scarico della testata 4 cilindri

In letteratura un moto dell'aria nella camera di combustione che sia prevalentemente di rotazione intorno all'asse del cilindro è chiamato “swirl”; questo

moto è caratterizzato da un coefficiente, detto indice di *swirl* [2], dato dal rapporto tra la velocità tangenziale media e la velocità assiale dell'aria e varia al variare del tipo di condotto di aspirazione e del valore di alzata della valvola.

L'obiettivo che si cerca di ottenere nei motori moderni è il raggiungimento di un valore di *swirl* ottimale in camera di combustione che permetta la migliore miscelazione aria-combustibile prima dell'accensione [3]. Per raggiungere questo risultato si lavora sulla forma dei condotti di aspirazione in modo da creare un moto dell'aria aspirata che permanga poi durante tutto in ciclo: il condotto "tuffante" indirizza l'aria in direzione tangenziale alla parete del cilindro, all'interno del quale il flusso è poi spinto in un movimento di rotazione; il condotto "elicoidale", invece, forza il flusso d'aria a muoversi con moto elicoidale intorno all'asse della valvola prima di entrare nel cilindro in modo da conferire al flusso in ingresso un moto angolare [3].

Questi due differenti condotti di aspirazione, a causa del loro disegno, inducono moti di *swirl* di verso opposto offrendo, quindi, l'opportunità di effettuare la regolazione dell'indice di *swirl* nel cilindro.

Infatti per poter modificare il valore dello *swirl* in camera di combustione e quindi, per poter ottenerne un valore ottimale alle differenti condizioni di giri e carico, come è possibile vedere dalla figura 2.1-2, sul condotto elicoidale è presente una valvola parzializzatrice mossa da un motorino elettrico e governata dalla centralina; è facile intuire che a diverse posizioni di questa valvola corrispondono diverse portate d'aria attraverso tale condotto; in questo modo si può far prevalere il flusso del condotto tuffante e si possono così ottenere diversi valori dell'indice di *swirl* in camera di combustione.

2.2 Il Blocco cilindro

Il cilindro [1], realizzato in Istituto Motori, è stato progettato in modo da essere accoppiato nella sua parte inferiore con il basamento fornito dal Centro Ricerche Fiat e con la testata del motore di serie Fiat 1.9 JTD 16V M-Jet in versione EURO IV nella sua parte superiore.

Come già anticipato nel paragrafo introduttivo, dovendo il monocilindrico, nella sua configurazione iniziale, riprodurre l'architettura del suddetto motore, le misure

Le caratteristiche del cilindro, alesaggio e lunghezza, sono tipiche del propulsore pluricilindrico di riferimento.

In figura 2.2-1 è riportata una foto del cilindro separato dagli altri componenti del motore.

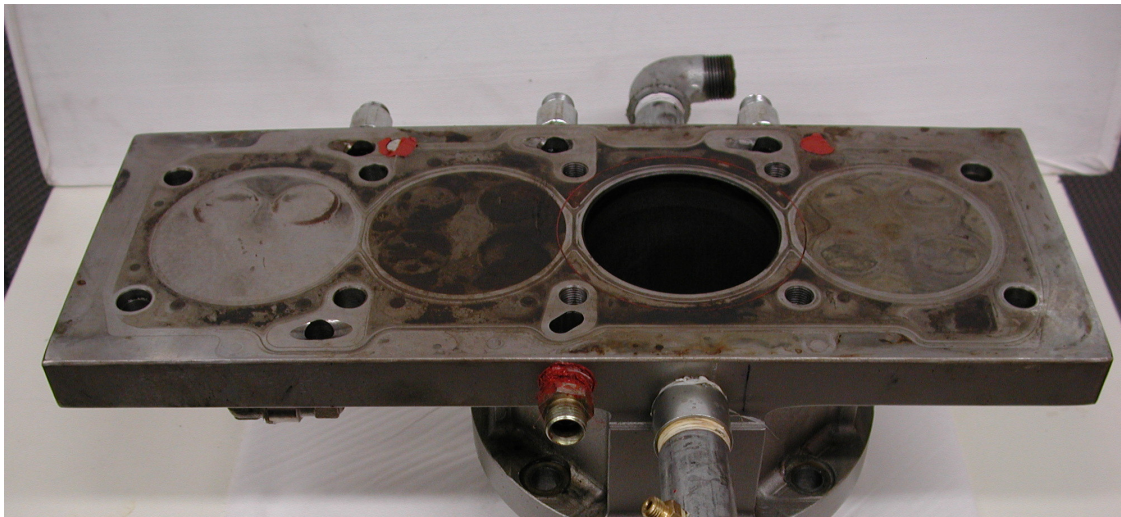


Figura 2.2-1: Foto del blocco cilindro

Esso è costituito, come riportato in figura 2.2-2, da due componenti, monoblocco e canna cilindro, entrambe realizzate, mediante lavorazione meccanica dal pieno, in ghisa sferoidale GS42/10, le cui caratteristiche meccaniche principali sono riportate nella seguente tabella 2.2-1.

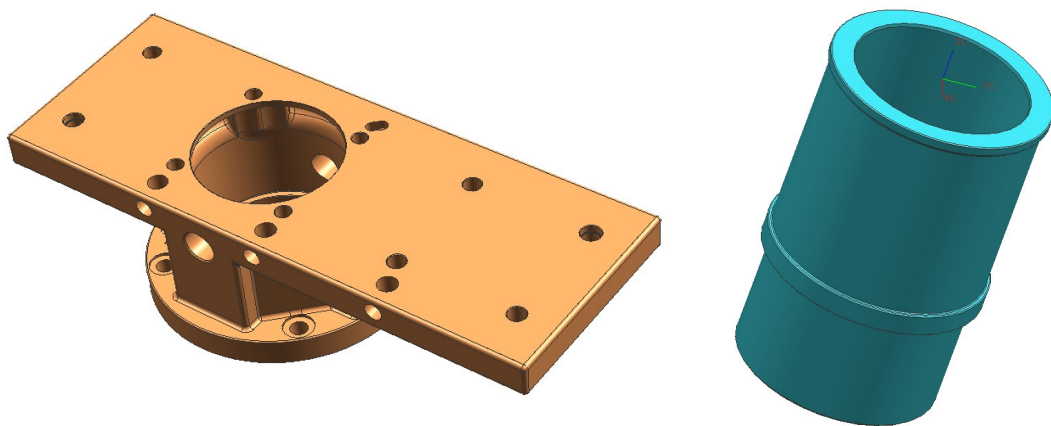


Figura 2.2-2: Vista 3D del monoblocco (sinistra) e della canna cilindro (destra)

Tipo di Ghisa	Designazione	σ_r [MPa]	σ_s [MPa]	A% a rottura
Ghisa a grafite sferoidale	GS42/10	420	30	10

Tabella 2.2-1: Caratteristiche meccaniche della ghisa sferoidale GS42/10

Tale schema costruttivo, comune nella produzione di serie, è stato adottato per realizzare un'intercapedine tra le pareti del cilindro e del monoblocco in cui far scorrere il liquido refrigerante per il raffreddamento della canna cilindro. La scelta di realizzare il cilindro in due parti distinte mediante lavorazione meccanica dal pieno è stata preferita alla possibilità di costruirlo mediante fusione poiché questa ultima modalità, sebbene presentasse vantaggi in termini di proprietà meccaniche del cilindro, risultava essere svantaggiosa in termini di problematiche costruttive, di manutenzione e di costi ad esse annessi.

Osservando la figura 2.2-3 si nota che l'intercapedine presenta uno spessore maggiore nella sua parte superiore; il motivo di questa scelta si spiega considerando che la zona superiore del cilindro è quella termicamente più sollecitata essendo esposta a temperature più elevate dovute alla combustione e, quindi, per raffreddare al meglio questa zona, si interviene con una portata maggiore di fluido refrigerante.

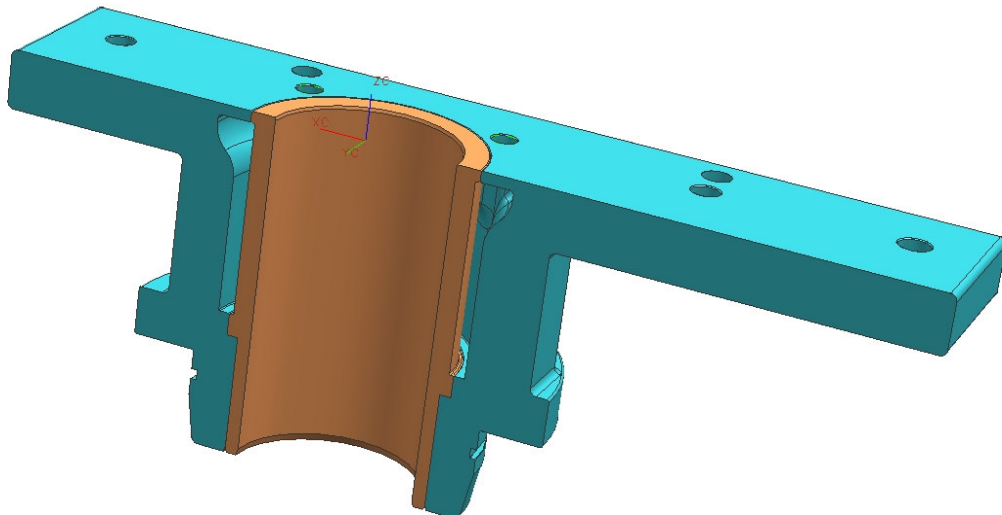


Figura 2.2-3: Sezione 3D del cilindro

Per assicurare il centraggio della canna cilindro rispetto al monoblocco le due parti sono state accoppiate per interferenza nella loro parte inferiore così da garantire anche la tenuta della camicia d'acqua; mentre, nella parte superiore del cilindro, la presenza della guarnizione della testata assicura la tenuta dell'intercapedine di raffreddamento.

Il monoblocco, come è possibile osservare dalla precedente figura 2.2-1, presenta la particolarità di essere caratterizzato nella sua parte superiore da una piastra. Tale scelta progettuale è stata imposta dalla necessità di impiegare la testata del motore pluricilindrico, come ampiamente spiegato nel paragrafo precedente. In tal modo è assicurato un completo supporto della testata ed è possibile garantirne il centraggio rispetto al cilindro senza effettuare alcuna modifica alla testa; l'opportunità di sfruttare tutti i perni di bloccaggio consente di evitare deformazioni della testa e di ottenere un corretto e omogeneo schiacciamento della guarnizione, in tal modo viene di conseguenza garantita anche la tenuta del cilindro. Infine nella piastra come si può osservare in figura 2.2-4 sono stati ricavati dei condotti che permettono l'alimentazione e lo scarico dell'olio lubrificante per e dalla testata, nonché, sempre per il circuito di lubrificazione della testa, lo sfiato in atmosfera ("blow-by").

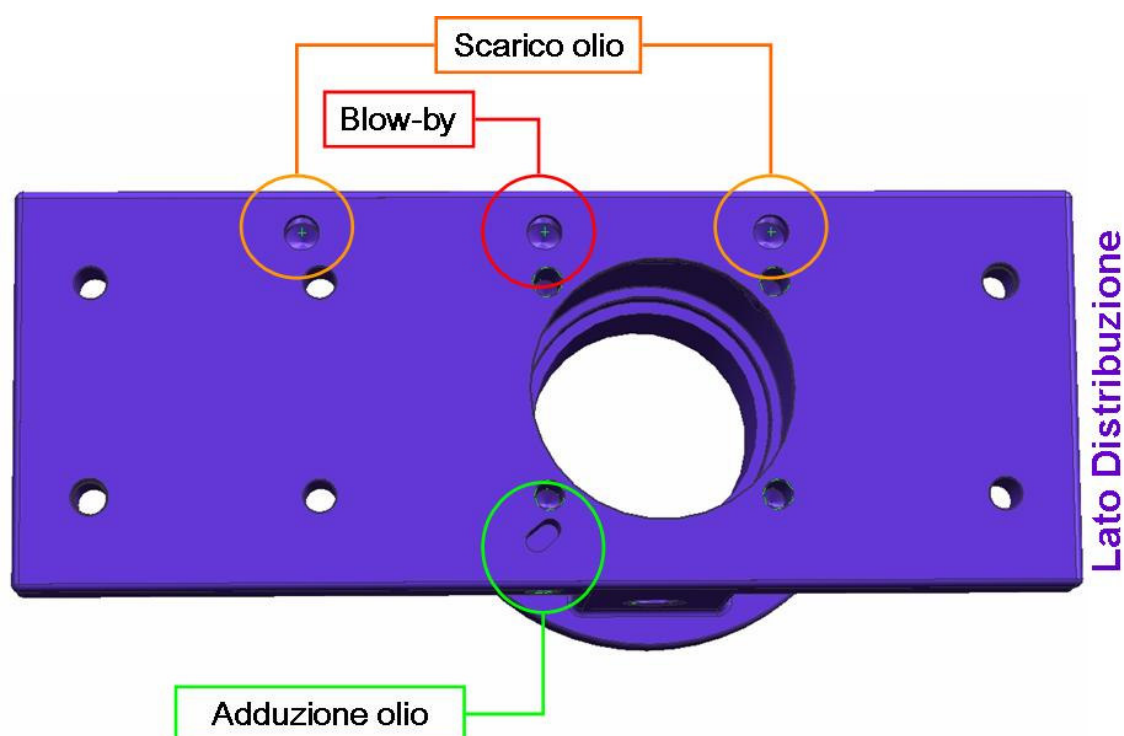


Figura 2.2-4: Layout del circuito di lubrificazione per la testata

Dall'immagine sopra riportata si può notare, inoltre, facendo riferimento alla disposizione dei fori per i perni di bloccaggio-centraggio della testa, come il cilindro in uso sia il secondo a partire dal lato distribuzione; tale scelta è da imputare alla necessità di recuperare uno sbalzo assiale, altrimenti esistente, tra la ruota di comando della distribuzione calettata sull'albero motore e quella della distribuzione stessa calettata sull'albero a camme di scarico.

2.3 Il Manovellismo

Il concetto di struttura modulare applicata al motore monocilindrico consente l'enorme vantaggio, rispetto ad un motore pluricilindrico, di poter cambiare semplicemente, senza particolari vincoli strutturali, le singole componenti del manovellismo (albero, biella, pistone) in modo da poter agire, facilmente, su alcuni parametri geometrici del motore (corsa, rapporto di compressione, ecc.).

Una vista CAD del manovellismo è riportata in figura 2.3-1.

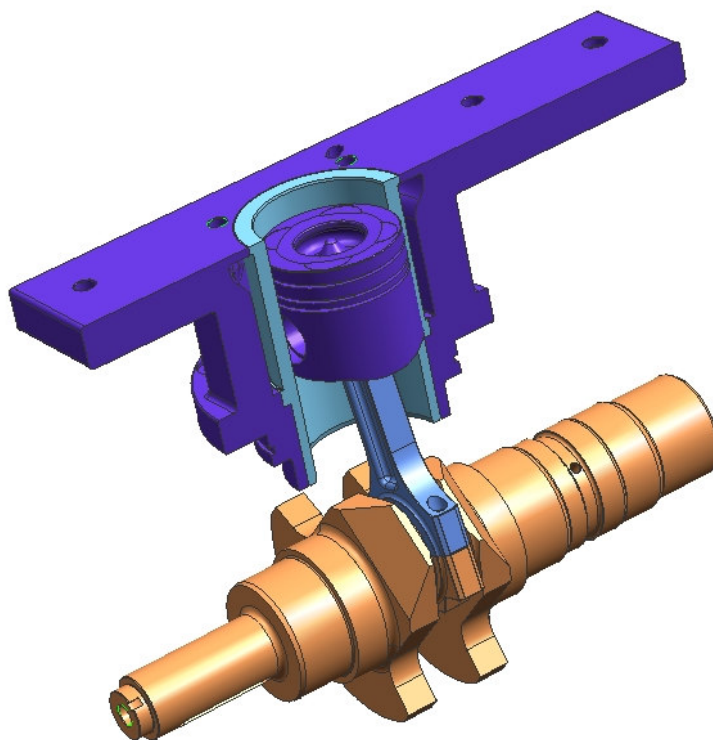


Figura 2.3-1: Complessivo del manovellismo di spinta rotativa del monocilindro

Come già accennato nei paragrafi precedenti la linea guida della progettazione del motore è stata quella di riferirsi, almeno nella sua configurazione iniziale, al motore pluricilindrico di serie FIAT 1.9 JTD M-Jet 16V in versione EURO IV; ne segue che il manovellismo, salvo l'albero motore realizzato appositamente per il monocilindrico, è derivato completamente dalla produzione di serie.

2.3.1 Biella e pistone

Nella figura 2.3.1-1 sono riportate due immagini relative al pistone ed alla biella.



Figura 2.3.1-1: Foto del pistone (sinistra) e della biella (destra)

Il pistone, come si può notare dalla precedente foto, presenta nella sua parte superiore un incavo, denominato “bowl” secondo la terminologia tecnica anglosassone, che costituisce la camera di combustione, la cui forma è più chiara osservandone la sezione riportata in figura 2.3.1-2.

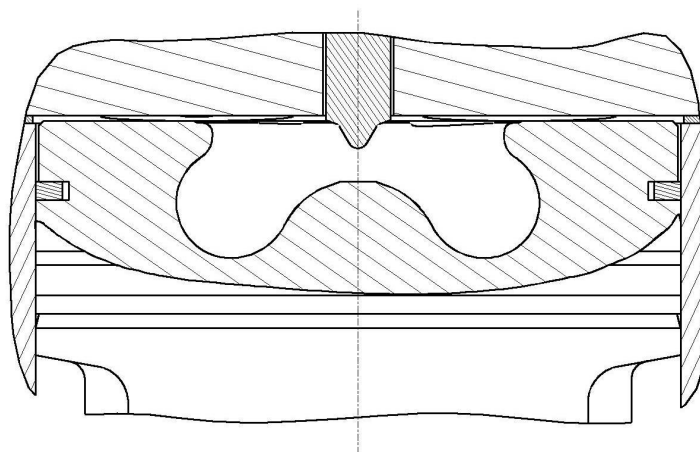


Figura 2.3.1-2: Particolare della forma dell'incavo del pistone

La forma della camera di combustione gioca un ruolo molto importante sull'evoluzione del moto d'aria durante la fase di compressione ed è, quindi, il frutto di un attento lavoro di ottimizzazione mirato ad ottenere una fluidodinamica tale da migliorare le condizioni di miscelazione tra l'aria e il combustibile iniettato [2] [3] [4]. Infatti, per esempio, la presenza del rilievo centrale ha l'effetto evidente di "centrifugare" la massa d'aria verso la periferia della camera, in modo da aumentare la turbolenza e quindi migliorare il processo di miscelazione della carica. Allo stesso modo altri parametri di forma come l'area di *squish*, definita come l'area della superficie superiore del pistone escludendo la camera di combustione ricavata nello stesso, l'inclinazione delle pareti della camera di combustione nonché l'eventuale presenza di bordi più o meno pronunciati e il rapporto tra il volume del *bowl* e il volume dello spazio morto (K factor), modificano in maniera sostanziale il campo di moto che si instaura nella camera di combustione determinando differenti condizioni di interazione tra il getto di combustibile e la massa d'aria intrappolata e influenzando, quindi, la termodinamica e le emissioni del motore.

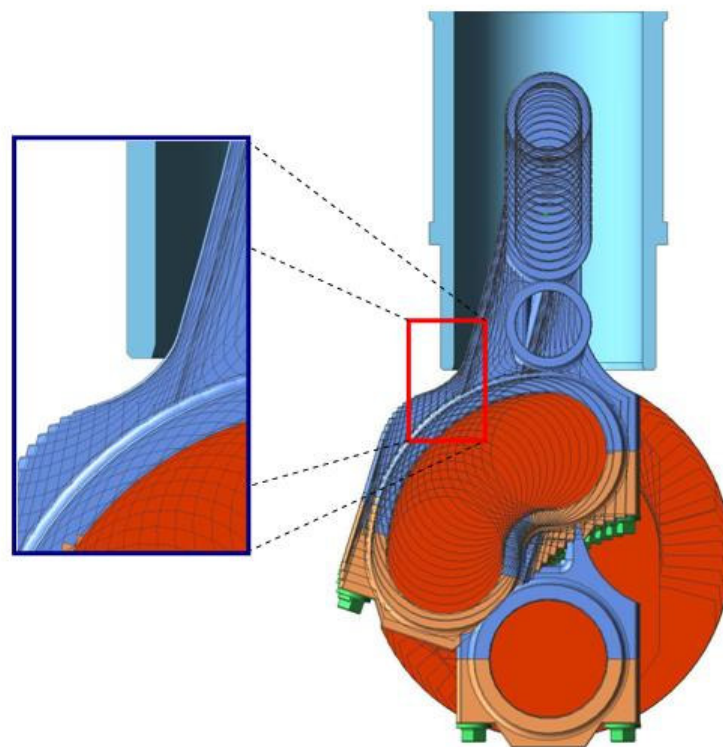


Figura 2.3.1-3: Schema di inviluppo della biella

La biella (di serie), è stata riprodotta al CAD in termini di ingombri. Tale operazione è stata necessaria per verificare, in fase di progettazione, la presenza di eventuali interferenze che si potevano instaurare con le pareti del cilindro durante il moto della biella stessa. L'analisi realizzata mediante CAD 3D ha evidenziato, come si evince da figura 2.3.1-3, l'assenza di fenomeni di interferenza tra le pareti del cilindro e la biella.

2.3.2 Albero motore

L'albero motore, nella figura 2.3.2-1 ne è riportata una vista CAD 3D, è stato progettato e costruito per resistere, in condizioni di massimo carico, a 200 bar di pressione massima in camera di combustione a 4000 giri/min di velocità di rotazione [1].

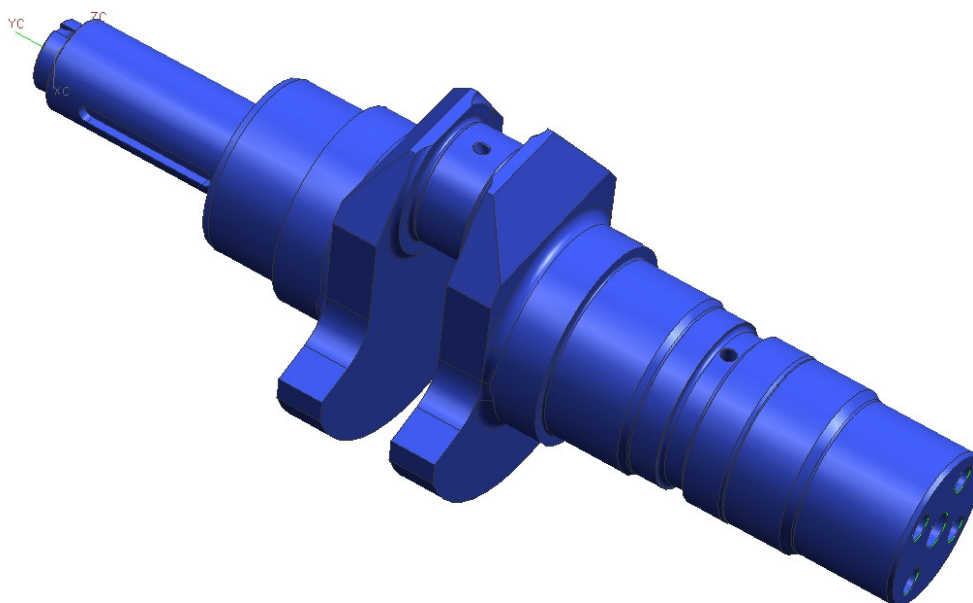


Figura 2.3.2-1: Vista 3D dell'albero motore

Il valore massimo di progetto tiene in considerazione che nel motore quattro cilindri di riferimento le condizioni più critiche di funzionamento corrispondono ad un valore massimo di pressione di combustione di 160 bar alla velocità di rotazione di 4000 giri/min. Quindi il coefficiente di sicurezza utilizzato, pur non essendo elevato, permette di tutelarsi da condizioni di sovraccarico improvvise e permette di esplorare

condizioni di carico (200 bar di pressione massima nel cilindro) che possono considerarsi valori limite della prossima generazione di motori diesel “Common Rail” della stessa classe.

L'albero motore, in figura 2.3.2-2 ne è riportata una fotografia, è stato realizzato in acciaio 38NiCrMo4, le cui principali caratteristiche meccaniche sono riportate in tabella 2.3.2-1, ed ha subito un processo di lavorazioni termiche e meccaniche che hanno consentito di raggiungere, sotto le condizioni di carico più severe previste, il limite infinito di resistenza a fatica; esso è stato, inoltre, sottoposto ad un processo di nitrurazione per incrementarne la durezza superficiale e portarla oltre i 600 HV [1].

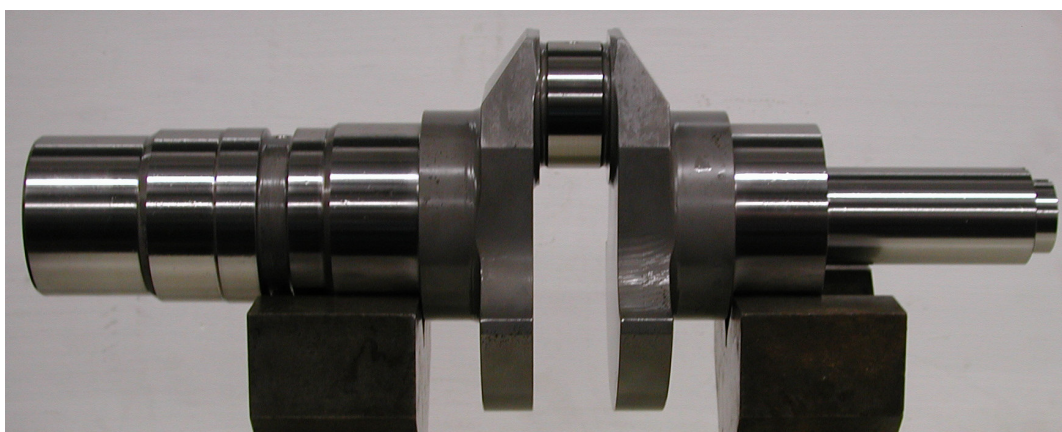


Figura 2.3.2-2: Immagine dell'albero motore per il monocilindrico

Tipo di acciaio	Stato	Designazione	σ_r [MPa]	σ_s [MPa]	A% a rottura
Al Ni-Cr-Mo d Bonifica	Bonificato	38NiCrMo4	1100	850	12

Tabella 2.3.2-1: Caratteristiche meccaniche dell'acciaio 38NiCrMo4 Bonificato

Il dimensionamento dell'albero motore, per quanto concerne l'accoppiamento con il basamento in cui alloggia, ha ricalcato le specifiche di un albero preesistente fornito insieme al basamento dal Centro Ricerche Fiat. Rispetto a quest'ultimo alcune modifiche sono state effettuate per riferirsi al motore di serie. Prima di tutto, infatti, la manovella è stata ridisegnata per tener conto del nuovo valore della corsa e dell'accoppiamento con la biella di serie del motore pluricilindrico; in particolare, è

stato incrementato sia il diametro del bottone di manovella sia la sua lunghezza. Le maschette sono state, inoltre, modificate per far fronte sia ad eventuali problemi di interferenza con la canna cilindro durante il moto di rotazione dell'albero, sia per tener conto della successiva necessità di dover bilanciare l'albero stesso dalle forze di inerzia che scaturiscono dalla dinamica del manovellismo.

Ulteriori modifiche sono state effettuate per avere la possibilità di calettare la ruota di comando della distribuzione del motore di serie.

Nella fase di progettazione dell'albero motore essendo fissate, come detto, le sue dimensioni caratteristiche (diametro e luce dei perni di banco per l'accoppiamento con il basamento, diametro del bottone di manovella per l'accoppiamento con la biella di serie) è stato necessario verificare la resistenza dell'albero sotto i carichi prestabiliti in fase di progetto.

L'albero è stato schematizzato come una trave appoggiata-appoggiata (gli appoggi sono posizionati nelle sezioni di mezzeria dei perni di banco) caricata con una forza concentrata nella sezione di mezzeria del bottone di manovella secondo lo schema di figura 2.3.2-3 [5].

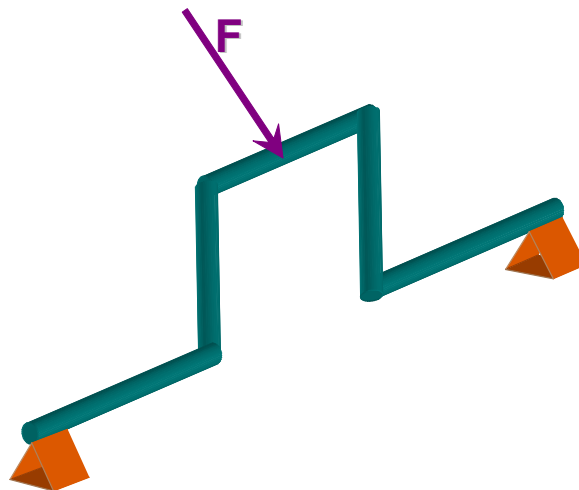


Figura 2.3.2-3: Schema equivalente dell'albero motore

In figura 2.3.2-4 sono riportati in funzione dell'angolo di manovella i valori dei carichi (Carico di combustione, Forza d'inerzia alternativa, Carico Risultante e sue componenti verticale e orizzontale) agenti sul bottone di manovella durante un ciclo motore; è evidente l'utilizzo di alcune semplificazioni soprattutto nel diagrammare il carico derivante dalla pressione che si genera nel cilindro durante la fase di

combustione; ciò comunque non comporta gravi errori nella determinazione delle sollecitazioni che interessano il bottone di manovella [6].

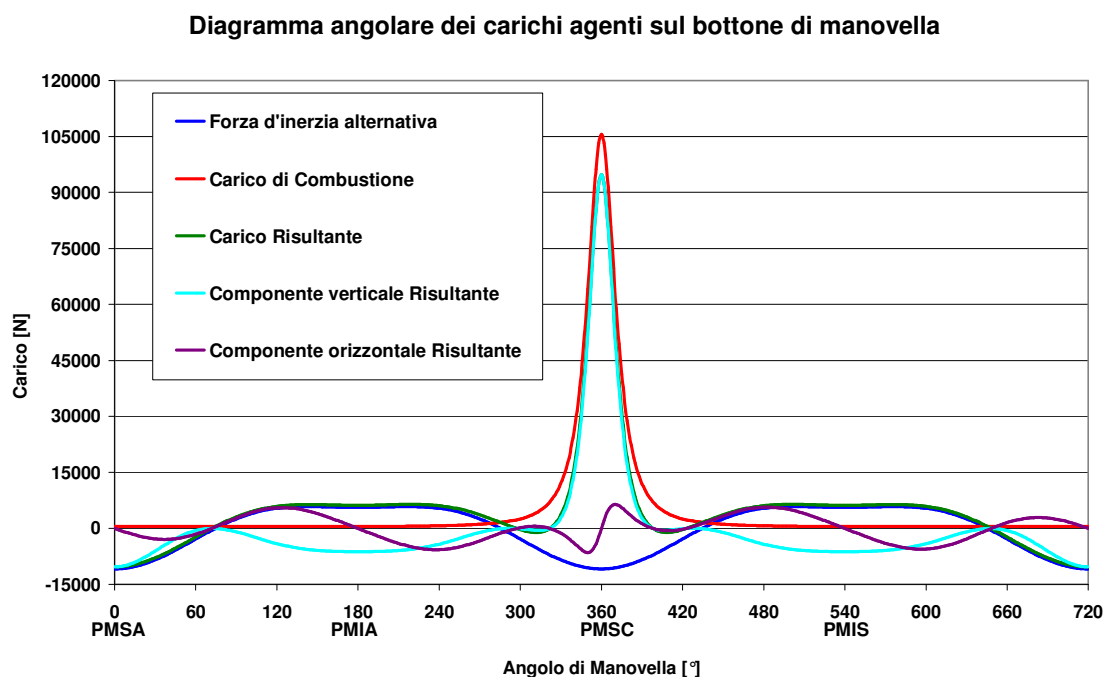


Figura 2.3.2-4: Diagramma angolare dei carichi agenti sul bottone di manovella

Dall'analisi del diagramma sopra riportato in figura si evince che la componente verticale del carico risulta essere predominante (95% del valore assoluto), di conseguenza la sollecitazione di flessione deviata a cui è soggetto il perno di manovella può essere ridotta ad una di flessione semplice con un valore del carico agente pari a quello risultante [7].

Dal disegno dell'albero, riportato in figura 2.3.2-5, è possibile notare che, in corrispondenza della regione di attacco con la maschetta, il bottone di manovella presenta una gola di scarico. Tale soluzione costruttiva è necessaria per raccordare la maschetta con il perno di manovella evitando la presenza di spigoli vivi sede di sovratensioni concentrate ed, inoltre, permette di scongiurare fenomeni di grippaggio dovuti ad eventuali traslazioni assiali della biella.

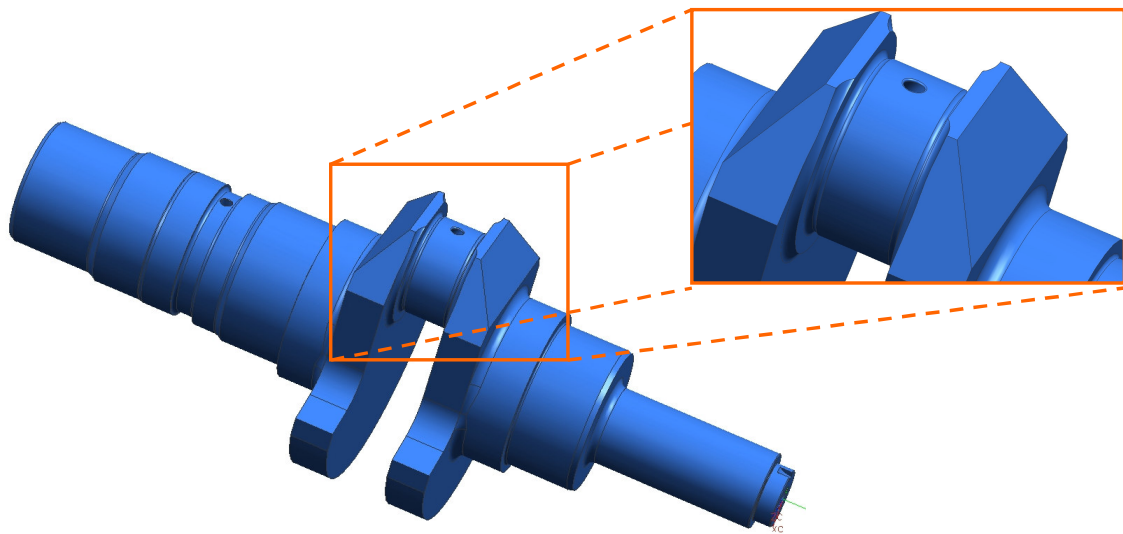


Figura 2.3.2-5: Vista 3D dell'albero motore con particolare del bottone di manovella

Ne deriva che la sezione minima di gola risulta essere quella con minore modulo di resistenza a flessione ed in più è sede di sovra-tensione dovuti a fenomeni di intaglio; di conseguenza essa risulterà essere quella più sollecitata e quindi oggetto della verifica a resistenza [5].

Si ipotizza che in tale sezione si abbia il valore massimo del momento flettente che come noto dalla teoria [7] è pari:

$$M_f = (F_R L)/4$$

dove F_R è il carico concentrato agente come ipotizzato nella sezione di mezzeria del bottone di manovella; L la luce tra i due appoggi.

La sollecitazione normale dovuta a flessione sarà quindi pari a:

$$\sigma_f = M_f / W_f \quad (a)$$

dove W_f è il modulo di resistenza a flessione per la sezione circolare in esame.

Da considerare inoltre è la sollecitazione di taglio dovuto al carico agente; nella sezione in esame come è ben noto vale:

$$\tau = F_R / 2$$

Dai calcoli effettuati, in fase di progetto, si può affermare che tale sollecitazione può essere trascurata rispetto a quella derivante dalla flessione.

Il valore di σ_f ottenuto dalla (a) deve essere però corretto mediante un coefficiente moltiplicativo che tenga conto dei fenomeni di intaglio che, come detto, interessano la sezione resistente in esame. In letteratura tale coefficiente, valutato secondo lo schema cilindro con gola, come riportato in figura 2.3.2-5, risulta essere pari a 2 ($D=\infty$) [5].

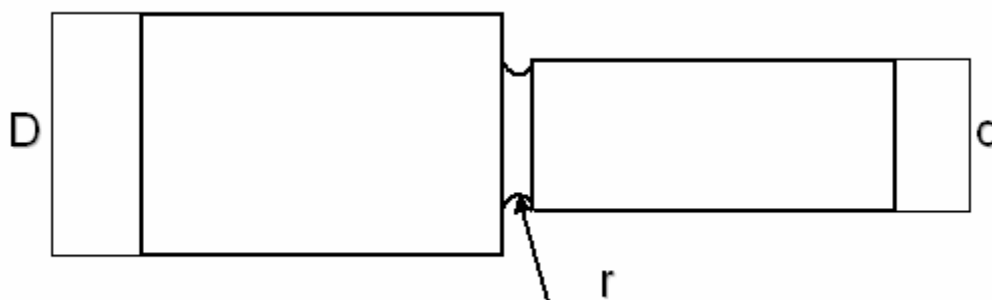


Figura 2.3.2-5: Schema equivalente per la determinazione dell'effetto di intaglio

È necessario, infine, aggiungere che la sollecitazione agente sul bottone di manovella risulta essere ciclica e non statica; ciò suggerisce di dover effettuare nelle prestabilite condizioni di carico una verifica di resistenza a fatica.

In particolare, condizioni critiche si possono verificare qualora, ad esempio durante un fuorigiri, entrambi i valori della tensione a flessione (superiore ed inferiore) risultino aumentare in maniera tale che il rapporto tra il valore massimo e quello medio si mantenga costante; questa particolare condizione di sovraccarico è nota in letteratura come esplosione a ventaglio [5]. Per verificare se le condizioni di carico prestabilite risultino essere sopportabili dall'albero motore è necessario confrontare il valore massimo della sollecitazione a flessione ottenuto, con un valore limite critico ottenibile dall'esame del diagramma di Goodman per il materiale in esame [5].

Nelle condizioni in esame il valore critico è individuato in 750 N/mm^2 che risulta essere superiore alla sollecitazione di flessione che interessa la sezione minima di gola (650 N/mm^2). Bisogna però considerare che il valore critico ricavato dal diagramma di Goodman risulta essere sottostimato, poiché il ciclo di trattamenti termici e meccanici

che hanno caratterizzato la fase di realizzazione dell'albero motore hanno avuto lo scopo di migliorarne la resistenza a fatica, il cui incremento è stato valutato nell'ordine del 150%. Si può in definitiva affermare che sotto le condizioni di carico prestabilite l'albero motore è in sicurezza per un numero infinito di cicli di lavoro.

Per concludere la descrizione dell'albero motore si evidenzia che esso è caratterizzato al suo interno da un condotto per l'alimentazione dell'olio lubrificante per la lubrificazione dell'accoppiamento tra la biella e il bottone di manovella. Le caratteristiche del suddetto condotto sono ben visibili dalla figura 2.3.2-6.

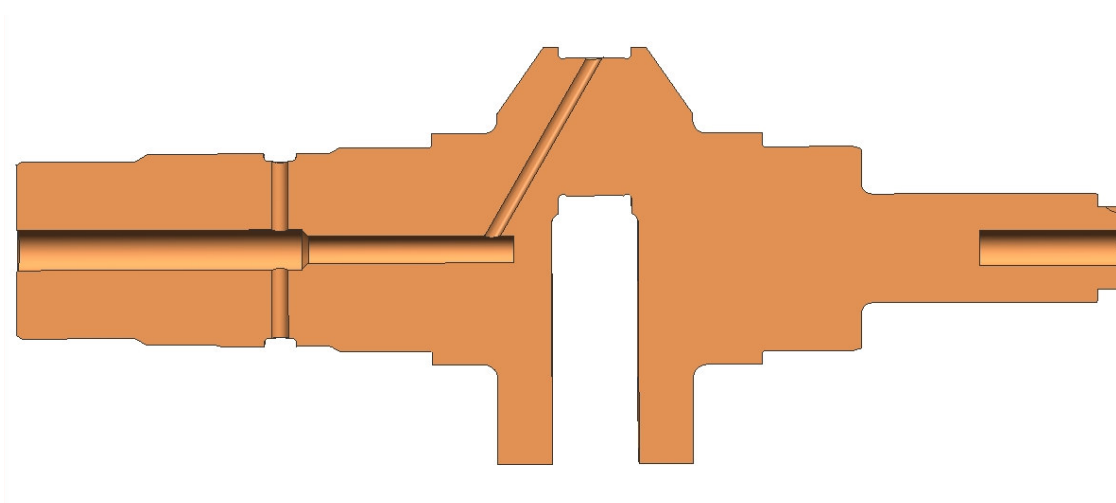


Figura 2.3.2-6: sezione trasversale dell'albero motore

Poiché l'albero motore deve comandare, tramite la cinghia di distribuzione solo i due alberi a camme montati sulla testata, è facile intuire, che ciò ha reso necessario ridefinire la lunghezza della cinghia di distribuzione nota la posizione dell'asse dell'albero motore, dell'asse dell'albero a camme di scarico (che riceve il moto tramite la cinghia e lo trasmette all'albero a camme di aspirazione attraverso una coppia di ruote dentate), del tendicinghia e della ruota di rinvio. In particolare come sul motore di serie di riferimento, questa ultima è anche accoppiata alla pompa del circuito di raffreddamento del motore che è installata nel corpo della testata.

Nella figura 2.3.2-7 è riportata una foto della distribuzione del monocilindrico ed il disegno CAD relativo alla determinazione della lunghezza della cinghia di distribuzione.

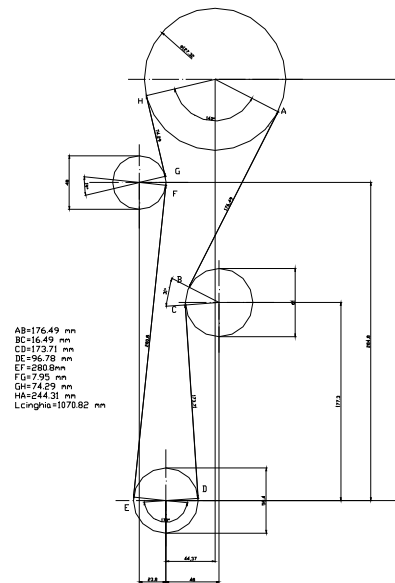
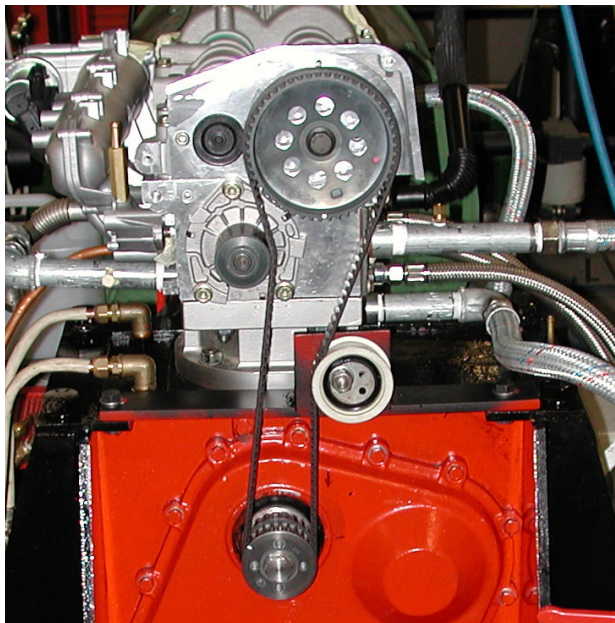


Figura 2.3.2-7: Foto (sinistra) e disegno (destra) della distribuzione del monocilindrico

2.4 Il Basamento

Il basamento utilizzato è stato progettato e realizzato presso le strutture del Centro Ricerche Fiat. Esso è stato costruito mediante fusione di ghisa e le sue dimensioni “generose” sono dovute alla possibilità di accoppiarlo a motori con diverse architetture e di “taglie” differenti (heavy-duty o light-duty, per la trazione stradale pesante o leggera rispettivamente). Concepito per motori da ricerca monocilindrici presenta la peculiarità, mediante un semplice sistema di ingranaggi e alberi, di essere quasi completamente privo delle vibrazioni che si instaurano, in questo tipo di motori, in seguito alla dinamica del manovellismo [1].

In figura 2.4-1 sono riportate due fotografie che ritraggono la cassa del basamento; è possibile notare sul lato superiore l'alloggiamento per la canna cilindro, sulle pareti laterali rispettivamente le sedi per i cuscinetti dell'albero motore e delle due coppie di alberi di bilanciamento, nonché due “finestre” che consentono il montaggio degli organi meccanici principali, l'ispezione degli stessi e della canna cilindro. Nella cassa stessa del basamento sono ricavati, poi, i condotti per la lubrificazione degli organi principali (cuscinetti, ruote dentate, ecc.).

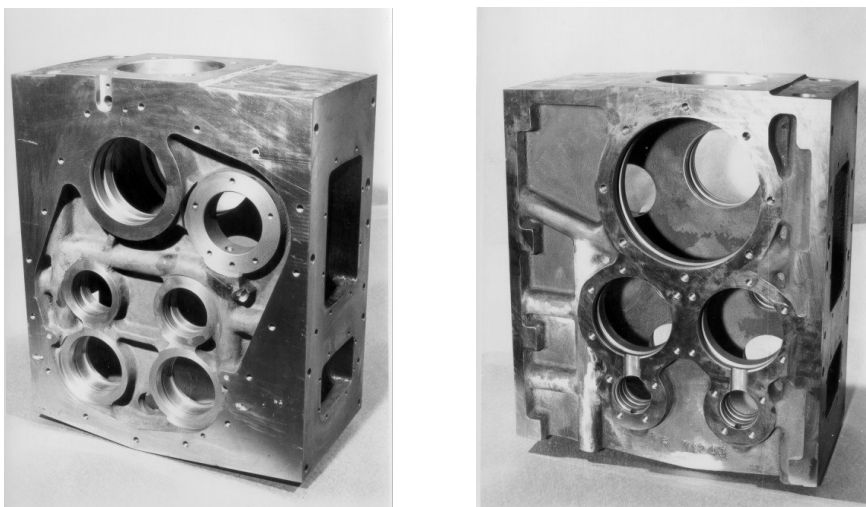


Figura 2.4-1: Fotografie della cassa del basamento

Gli alberi di bilanciamento sopra citati, una loro fotografia è riportata in figura 2.4-2, prendono il moto direttamente dell'albero motore per mezzo di una trasmissione con ruote dentate; essi vengono montati per bilanciare le forze di inerzia alternative del primo e del secondo ordine che, nei motori monocilindrici, pongono in genere problemi di vibrazione al banco prova.

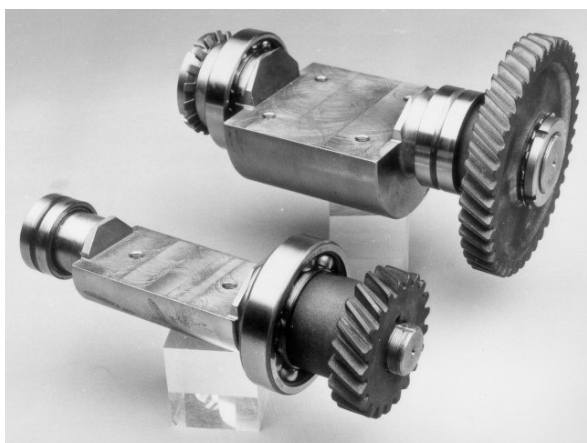


Figura 2.4-2: alberi bilancianti

Dalla figura si può osservare che essi sono staticamente sbilanciati a causa della presenza di un elemento eccentrico (semiluna).

Come già accennato la necessità di accoppiare lo stesso basamento a diverse architetture del propulsore, ha suggerito la possibilità di bilanciare facilmente le forze di inerzia alternative derivanti dalla dinamica del manovellismo mediante una semplice

correzione dello sbilanciamento preesistente indotto dagli alberi contro-rotanti; ciò si realizza montando su ciascun albero, in posizione diametralmente opposta agli eccentrici, delle masse di dimensioni e peso opportunamente calcolati. Una vista delle masse montate sugli alberi all'interno del basamento è riportata in figura 2.4-3.

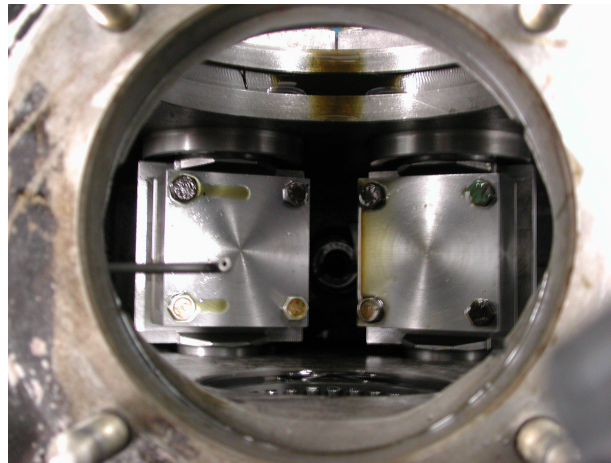


Figura 2.4-3: Vista delle masse montate sugli alberi contro-rotanti all'interno del basamento

2.5 Bilanciamento delle forze d'inerzia alternative e rotanti

Il moto della biella e del pistone, così come dell'albero motore, sono causa di forze e coppie di inerzia che danno origine a vibrazioni che possono compromettere l'integrità delle parti meccaniche in gioco; esse, quindi, vanno adeguatamente bilanciate. Di seguito verranno esposti i concetti alla base del bilanciamento delle suddette forze [6] e le modalità con cui, sul motore monocilindrico tale bilanciamento è stato effettuato.

Il pistone, il cui moto è pressoché rettilineo ma non uniforme, diventa sede di una forza di inerzia diretta secondo l'asse del cilindro il cui modulo (F_a) è pari al prodotto della massa del pistone, completo di fasce elastiche e spinotto (M_a), per l'accelerazione subita dal pistone stesso (w_C):

$$F_a = M_a \cdot w_C$$

Per ricavare il valore dell'accelerazione del pistone è sufficiente utilizzare una formula di seconda approssimazione che vale:

$$w_C^{(2)} = r \cdot \omega^2 (\cos\theta + \cos 2\theta / \mu) \quad (a)$$

in cui r è il raggio di manovella, ω è la velocità angolare dell'albero motore (rad/s), θ (rad) indica la posizione angolare della manovella rispetto all'asse del cilindro, μ (l/r) è il rapporto caratteristico del motore pari al quoziente tra l'interasse della biella e il raggio di manovella.

La biella è dotata di un moto piano: per essa bisognerebbe determinare la forza di inerzia applicata nel baricentro ed il momento della coppia di inerzia. Si possono ottenere comunque risultati apprezzabili sostituendo alla biella due masse equivalenti (m_1 ed m_2), tali che la loro somma sia pari alla massa totale della biella e concentrate rispettivamente nel piede di biella (punto C in figura 2.5-1) e nel bottone di manovella (punto B in figura 2.5-1); in queste condizioni il sistema di forze d'inerzia della biella si può ritenere, con buona approssimazione, equivalente a quello dovuto alle masse m_1 ed m_2 che si muovono con la legge del moto del punto in cui sono concentrate [6].

Per la determinazione dei valori delle masse m_1 ed m_2 si è fatto ricorso ad un metodo sperimentale. Come è stato schematizzato in figura 2.5-1, la biella viene disposta su due appoggi posti in corrispondenza dei punti B' e C' giacenti sui piani diametrali verticali passanti per B e C rispettivamente. Uno dei due appoggi è regolabile in altezza in modo da rendere orizzontale il piano di simmetria CB della biella; l'altro è solidale all'estremo mobile di un dinamometro.

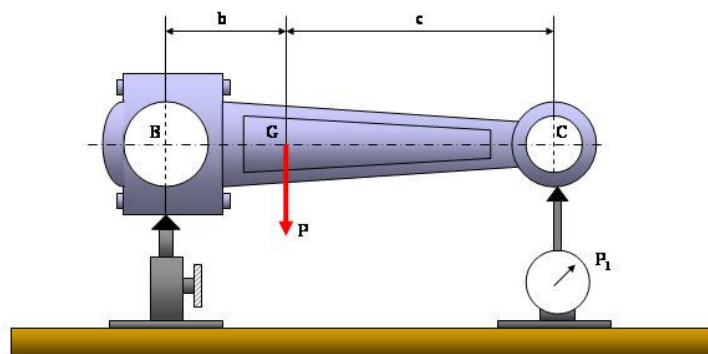


Figura 2.5-1: Schema del metodo sperimentale utilizzato per la determinazione di m_1 ed m_2

La biella posta sui i due appoggi può essere schematizza come una trave rettilinea appoggiata nelle sue estremità come riportato in figura 2.5-2 [6] [7].

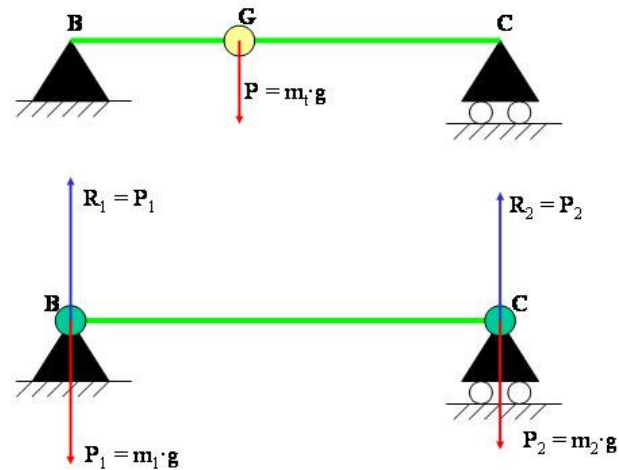


Figura 2.5-2: Schema equivalente della biella appoggiata

Dal punto di vista del calcolo delle reazioni vincolari è equivalente considerare la massa della biella distribuita lungo la trave o la sua massa concentrata nel baricentro o le due masse m_1 ed m_2 concentrate nel piede e nella testa rispettivamente, quindi, risolvendo la struttura riportata in figura 2.5-2 si può scrivere che:

$$R_1 = P_1 = m_1 \cdot g$$

dove R_1 è la reazione dell'appoggio ed è pari al valore letto dal dinamometro (P_1). Ne segue che:

$$m_1 = P_1 / g$$

Il valore di m_2 si può ottenere semplicemente per differenza dalla massa totale della biella ($m_2 = m - m_1$), oppure ripetendo la procedura sperimentale appena descritta invertendo la posizione della biella sugli appoggi; naturalmente i risultati ottenuti con i due metodi non differiscono tra loro.

Con i valori di m_1 ed m_2 così determinati il sistema di forze di inerzia dovuto al moto della biella risulta essere equivalente ad una forza alternativa applicata in C (F_C) ed ad una forza centrifuga (F_B) applicata in B; i moduli di tali forze valgono:

$$F_C = m_1 \cdot w_C$$

$$F_B = m_2 \cdot w_B$$

dove w_C è, come detto, l'accelerazione del centro del piede di biella (a) e w_B è l'accelerazione centripeta del centro della testa di biella e vale:

$$w_B = r \cdot \omega^2$$

Anche l'albero motore durante il suo moto di rotazione genera una forza d'inerzia centrifuga il cui modulo vale:

$$F_r = M_m \cdot w_B$$

dove M_m è la massa della manovella.

In definitiva le forze d'inerzia che scaturiscono dalla dinamica del manovellismo sono una rotante con l'albero (F_{ir}), dovuta sia alla manovella che alla massa ridotta della biella concentrata nella testa, e una alternativa (F_{ia}), dovuta sia al pistone che alla massa della biella concentrata nel piede, secondo le seguenti relazioni rispettivamente:

$$F_{ir} = (M_m + m_2) \cdot w_B$$

$$F_{ia} = (M_a + m_1) \cdot w_C$$

Per bilanciare la forza di inerzia rotante si dispongono, lungo i bracci di manovella, due masse uguali (maschette), eccentriche rispetto all'asse di rotazione, che fungono da contrappesi, in modo da ottenere la relazione:

$$F_{ir} = 2F_{Contrappesi} = 2 \cdot m_{contrappesi} \cdot w_B$$

Tali contrappesi, in fase di progetto, sono stati leggermente sovradimensionati in modo da poter eseguire la fase di bilanciamento finale dell'albero motore, mediante

asportazione di materiale nella zona inferiore delle maschette che, come noto, non risulta essere particolarmente sollecitata.

Come detto precedentemente la forza d'inerzia alterna è dovuta al moto del pistone e della massa concentrata nel piede di biella (secondo lo schema già descritto), è diretta lungo l'asse del cilindro ed ha verso opposto a quello dell'accelerazione w_C . Utilizzando per w_C la formula di seconda approssimazione già introdotta (a), possiamo scrivere l'espressione del modulo della forza di inerzia alternativa F_{ia} :

$$F_{ia} = (M_a + m_l) \cdot r \cdot \omega^2 (\cos\theta + \cos 2\theta/\mu)$$

Questa forza può essere considerata come la somma di due aliquote che prendono il nome di forze di inerzia del primo ordine (F_{ia}') e del secondo ordine (F_{ia}''):

$$F_{ia} = F_{ia}' + F_{ia}'' = [(M_a + m_l) \cdot r \cdot \omega^2 \cos\theta] + [(M_a + m_l) \cdot r \cdot \omega^2 \cos 2\theta/\mu]$$

Dalla suddetta espressione si intuisce immediatamente che esse sono due forze armoniche dotate di frequenza diverse.

In sostanza, quindi, il bilanciamento consiste nel generare delle altre forze, anch'esse armoniche, che siano, istante per istante, di modulo uguale e verso opposto a quello della forza di inerzia che si intende bilanciare. Per indurre tali forze si utilizzano delle coppie di alberi, visibili in figura 2.4-2, dotati di masse eccentriche. Essi, mossi dall'albero motore mediante una cascata di ingranaggi, ruotano, in versi opposti, a due differenti velocità, una coppia gira alla stessa velocità del motore, l'altra ha una velocità angolare doppia, così che, come detto, ciascuna coppia produce una forza armonica di frequenza opportuna (ω e 2ω) tale da bilanciare le forze d'inerzia alterne del primo e secondo ordine rispettivamente [6].

Il perché della necessità di montare una coppia di alberi contro-rotanti per bilanciare ciascuna forza d'inerzia alternativa appare chiaro osservando la figura 2.5-3; le masse, montate eccentriche sugli alberi, producono, ruotando, delle forze centrifughe di cui le componenti verticali, sommandosi, danno luogo alla forza armonica bilanciante; le componenti orizzontali, invece, risultano in ogni istante uguali ed opposte, sicché la loro risultante è nulla.

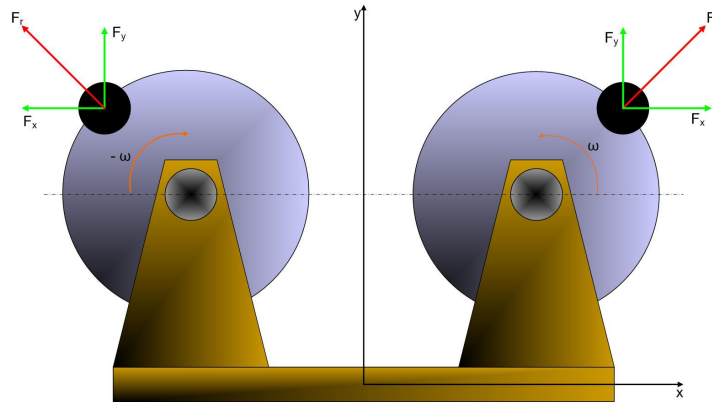


Figura 2.5-3: Schema masse controrotanti

Come già anticipato nel paragrafo precedente il bilanciamento delle forze alterne del primo e del secondo ordine avviene montando, su ciascun albero, diametralmente opposte agli eccentrici preesistenti (mezzelune), delle masse, di dimensioni e massa opportunamente calcolati, in modo da ridurre lo sbilanciamento statico degli alberi.

La procedura per il calcolo delle dimensioni delle masse è riportata di seguito.

Secondo la teoria precedentemente esposta l'equazione di bilanciamento della forza alterna del primo ordine può scriversi:

$$F'_{ia} = (M_a + m_l) \cdot r \cdot \omega^2 \cos \theta = 2M'_M \cdot r_M \cdot \omega^2 \cos \theta - 2M'_B \cdot r_B \cdot \omega^2 \cos \theta \quad (b)$$

Dove $M'_M \cdot r_M$ e $M'_B \cdot r_B$ sono rispettivamente il momento statico della mezzaluna e della massa bilanciante di ciascun albero per il bilanciamento del primo ordine. Queste in fase di progetto sono state dimensionate per bilanciare forze alternative derivanti dall'impiego di manovellismi caratteristici dei motori diesel *heavy duty* di cilindrata massima unitaria pari a 1800 cm^3

Nota F'_{ia} e $M'_M \cdot r_M$ la (b) è un'equazione nell'incognita $M'_B \cdot r_B$. Tale quantità può essere espressa in funzione delle dimensioni della massa bilanciante secondo la seguente relazione:

$$M'_B \cdot r_B = (l \cdot p \cdot h) \cdot (h/2 + \Delta) \cdot \rho \quad (c)$$

Dove l , p , definite in fase di progetto, sono rispettivamente, larghezza e profondità della massa, h ne è l'altezza incognita, Δ è la distanza tra il piano di appoggio della massa e l'asse di rotazione e ρ è la densità del materiale costituente la massa bilanciante (acciaio $\rho=7850 \text{ kg/m}^3$).

Sostituendo la (c) nella (b) abbiamo un'equazione di secondo grado nell'incognita altezza. La suddetta equazione ammette un'unica soluzione fisicamente accettabile.

Analoga è la procedura per la determinazione delle dimensioni delle masse del secondo ordine.

Nota l'equazione del bilancio della forza alterna del secondo ordine.

$$F''_{ia} = (M_a + m_1) \cdot r \cdot \omega^2 \cos 2\theta / \mu = 2M''_M \cdot r_M \cdot 4\omega^2 \cos \theta - 2M''_B \cdot r_B \cdot 4\omega^2 \cos \theta \quad (d)$$

Dove $M''_M \cdot r_M$ e $M''_B \cdot r_B$ sono rispettivamente il momento statico della mezzaluna e della massa bilanciante di ciascun albero per il bilanciamento del secondo ordine.

Nota F''_{ia} e $M''_M \cdot r_M$ la (d) è un'equazione nell'incognita $M''_B \cdot r_B$. Tale quantità può essere espressa in funzione delle dimensioni della massa bilanciante secondo la seguente relazione:

$$M''_B \cdot r_B = (l \cdot p \cdot h) \cdot (h/2 + \Delta) \cdot \rho \quad (e)$$

Quindi sostituendo la (e) nella (d) si ha un'equazione di secondo grado nell'incognita altezza h , equazione, che ammette una sola soluzione fisicamente possibile.

Una volta realizzate sono state verificate le dimensioni e il peso di ciascuna massa per valutare il reale sbilanciamento provocato dalla loro rotazione e quindi l'entità di eventuali errori di approssimazione dovuti al calcolo e alla costruzione.

2.6 Sistemi ausiliari

Come è stato già accennato nell'introduzione, il vantaggio della sperimentazione su motori monocilindrici è la possibilità di effettuare test variando i parametri

termodinamici del motore per valutare l'influenza che ciascuno di essi ha sulle prestazioni del motore e sulle emissioni di agenti inquinanti allo scarico. Di conseguenza si è reso fondamentale che il circuito di lubrificazione, di raffreddamento, di alimentazione del combustibile e di sovralimentazione fossero disaccoppiati dal motore e lavorassero indipendentemente dal suo regime di rotazione. Le caratteristiche peculiari dei sistemi sopra enunciati saranno descritte di seguito.

2.6.1 Circuiti di Aspirazione e Scarico

La sovralimentazione del motore è assicurata mediante l'impiego di un sistema, situato esternamente la cella di prova, costituito da un compressore volumetrico e da un circuito di controllo automatico della portata, della pressione e della temperatura dell'aria in ingresso al motore. Nella figura 2.6.1-1 è riportato uno schema esemplificativo del gruppo di sovralimentazione.

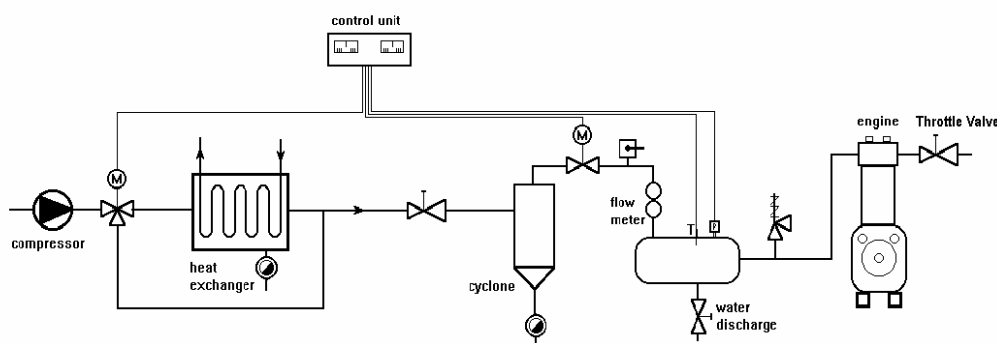


Figura 2.6.1-1: Schema dell'impianto del compressore

Il compressore, modello ATLAS COPCO BE 43, è di tipo alternativo, è un bicilindrico a V di 90°, monostadio, a semplice effetto, completamente raffreddato ad aria. Possiede una cilindrata totale pari a 7603 cm³, e garantisce una pressione massima raggiungibile pari a 3.5G.

Il compressore è mosso da un motore elettrico asincrono che eroga una potenza di 37 kW a 2940 giri/min. Il motore elettrico è dotato di “inverter”, quindi, variando la sua velocità di esercizio si modificano i valori di pressione e portata dell'aria fornita dal compressore. D'altra parte, anche lavorando con numero di giri del compressore

costante, la portata può essere regolata da un sistema automatico di messa a vuoto costituito da dispositivi appositi posti sulle valvole di aspirazione e da una valvola di regolazione; la pressione può essere, invece, variata, come è possibile osservare dallo schema riportato in figura 2.6.1-1, mediante un sistema costituito da un regolatore di pressione elettronico (Honeywell modello VERSAPAK R 7276C-J) che comanda un servomotore (Honeywell modello M904F) accoppiato ad una valvola ad intercettazione (Honeywell modello V5049A). Il regolatore riceve una misura della pressione fornita da un trasduttore (H&B modello AEC 200 0-6 barG) installato a valle del polmone di smorzamento e, confrontandola con quella impostata, aziona il servomotore in modo da variare la sezione di passaggio della valvola.

L'impianto, inoltre, consente di regolare la temperatura dell'aria, in un intervallo compreso tra 20°C e 100°C, mediante uno scambiatore di calore aria-acqua. La regolazione, come si evince dallo schema riportato in figura 2.6.1-1, avviene variando la portata d'aria che attraversa lo scambiatore; ciò avviene mediante l'impiego di un regolatore di temperatura elettronico (Honeywell modello VERSAPAK R 7276T-S) che comanda un servomotore (Honeywell modello M904F) accoppiato ad una valvola di intercettazione a 3 vie (Honeywell modello V5049A). Il regolatore riceve una misura della temperatura fornita da una termoresistenza PT100 installata a valle del polmone di smorzamento e, confrontandola con quella impostata, aziona il servomotore in modo da variare la sezione di passaggio della valvola.

La presenza di un polmone per lo smorzamento delle oscillazioni di pressione, dovute al funzionamento "discontinuo" del compressore, è fondamentale per assicurare una pressione di sovralimentazione costante al motore.

Inoltre l'impianto è dotato di ciclone per la separazione e lo scarico della condensa.

Per evitare che all'avviamento il compressore lavori con elevati valori di contro-pressione, sulla linea di sovralimentazione, è stata installata una valvola di sfiato in atmosfera.

La misura della portata volumetrica dell'aria viene effettuata mediante l'impiego di un contatore di portata a lobi di tipo PRINTSCH BAMAG 66 TYP 150 in grado di misurare una portata massima di 180 m³/h.

A valle del misuratore di portata volumetrico ed immediatamente a monte del collettore di aspirazione del motore, come si può osservare dallo schema riportato in figura 2.6.1-2, sono installati una batteria di riscaldatori elettrici ed un ulteriore polmone per lo smorzamento delle oscillazioni di pressione.

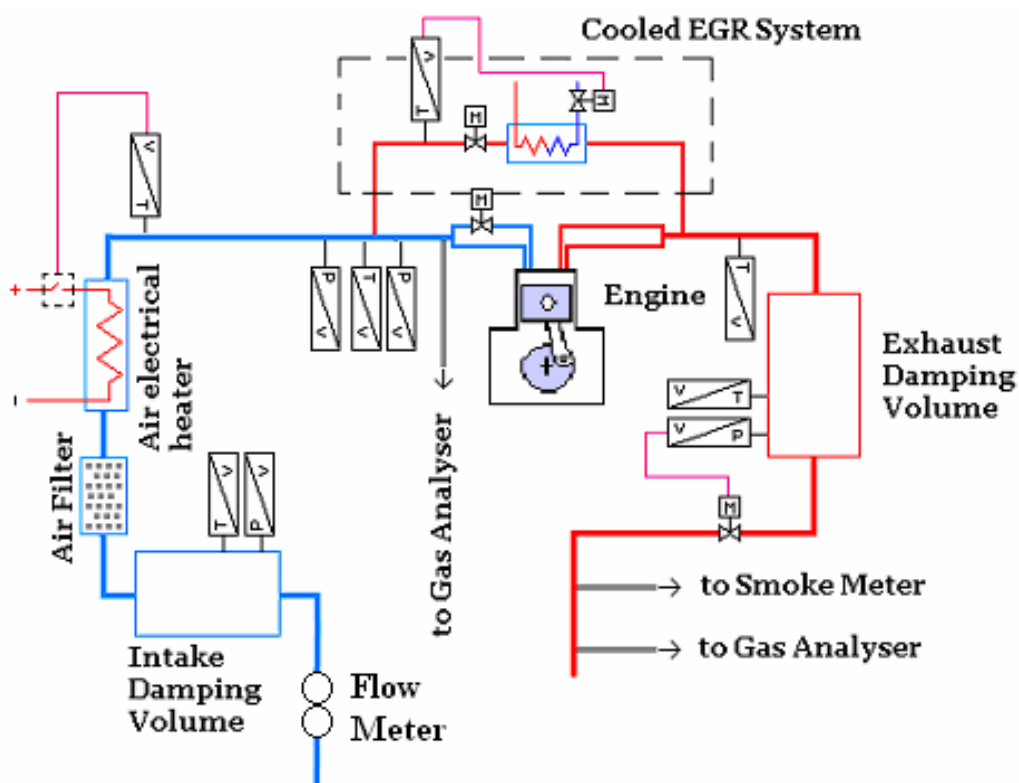


Figura 2.6.1-2: Schema dei circuiti di aspirazione e scarico

Il motore è protetto da un filtro dell'aria, derivato dalla produzione di serie, posto immediatamente a monte di esso.

A causa della lunghezza della linea di sovralimentazione proveniente dal compressore e al fatto che questa, per un buon tratto, non risulta essere coibentata si è reso necessaria l'installazione di riscaldatori elettrici per assicurare una temperatura dell'aria in ingresso al motore variabile entro i valori (20 – 100°C) richiesti. Il gruppo di riscaldatori elettrici è costituito da tre dissipatori in rame, di cui in figura 2.6.1-3 è possibile vedere il disegno e la sezione, e all'interno di ciascuno di essi è alloggiata una resistenza elettrica a cartuccia (Masterwatt modello Pirowatt HLP), una cui immagine è riportata nella figura sopra citata, che eroga una potenza termica di 200W sotto una

tensione di 230V c.a.. I tre dissipatori sono disposti all'interno del condotto di aspirazione sfalsati angularmente di 120° , ciò per assicurare un uniforme riscaldamento della corrente d'aria in ingresso al motore.

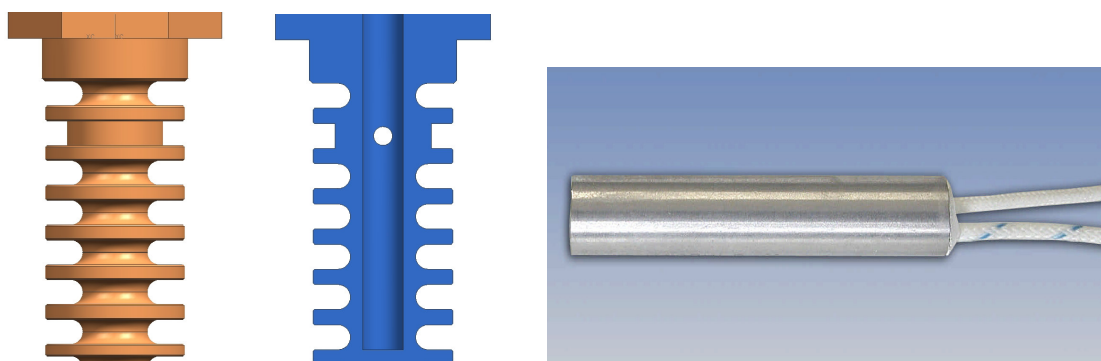


Figura 2.6.1-3: Disegno dei riscaldatori in rame e resistenza elettrica a cartuccia riscaldante

La regolazione della temperatura dell'aria è realizzata mediante un regolatore Watlow (modello 920) che ricevuta la misura della temperatura da una termoresistenza PT100, posta a valle dei riscaldatori, e, confrontatola con quella impostata, comanda un relè che apre o chiude il circuito elettrico di alimentazione delle cartucce riscaldanti.

Nel polmone di smorzamento posto in prossimità del motore viene misurata la temperatura tramite una termoresistenza PT100 e la pressione mediante l'impiego di un trasduttore (H&B modello AEC 200 0-6 barG). Tali misure sono necessarie per risalire alla portata massica aspirata dal motore nota la misura della portata volumetrica. Nel collettore di aspirazione, opportunamente modificato, vengono effettuate mediante una termoresistenza PT100 e un trasduttore (GEMS modello 220A-G-A25-01-3-U-A 0 – 2.5 barG) la misura della temperatura e della pressione rispettivamente; inoltre un trasduttore Bosch modello 816 fornisce alla centralina elettronica del motore (ECU) una misura della pressione assoluta. Infine sempre nel collettore è stato installato un trasduttore di pressione veloce (Kulite modello ETL 173-190M 0 – 2 barA) che permette di valutare istantaneamente la pressione del condotto di aspirazione e l'analisi delle pulsazioni che in esso si instaurano.

Il circuito di scarico dei gas esausti, in figura 2.6.1-2 ne è riportato uno schema esemplificativo, è stato concepito in modo da realizzare una contro-pressione nel condotto di scarico che simulasse la presenza della turbina del gruppo di

sovralimentazione come sul motore quattro cilindri di riferimento. Ciò è stato realizzato, in pratica, introducendo nella linea di scarico un volume di smorzamento delle onde di pressione, opportunamente dimensionato ed, immediatamente a valle, una valvola di intercettazione del tipo a depressione, il cui schema è riportato in figura 2.6.1-4.

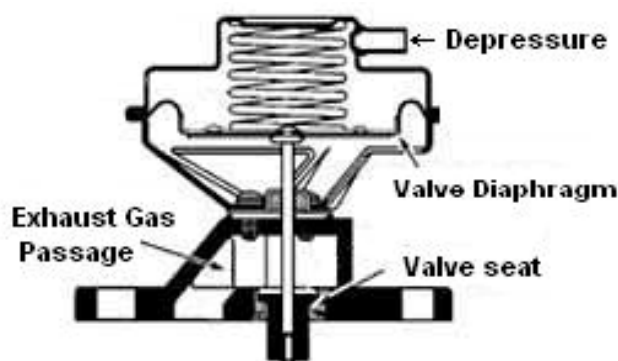


Figura 2.6.1-4: Schema valvola a depressione

La regolazione della sezione di passaggio della valvola, e quindi della pressione presente allo scarico del motore, è effettuata in “ciclo chiuso” dalla centralina elettronica che agisce con un attuatore elettro-meccanico sulla depressione di esercizio della valvola in funzione del valore di pressione nel polmone misurato tramite un trasduttore Bosch (modello 816).

Nel condotto di scarico vengono misurate tramite l’impiego di due termocoppie tipo K le temperature immediatamente a valle delle valvole di scarico e nel polmone di smorzamento. Infine sul condotto di scarico è installato un trasduttore di pressione veloce (Kulite modello EWCT 312M 0 - 3.5 barA) raffreddato a liquido.

Il raffreddamento del trasduttore è stato realizzato sfruttando l’impianto idrico della cella di prova; in particolare a monte del trasduttore è stato installato una valvola di intercettazione per il controllo della portata (0.500 l/min minima consigliata) ed un filtro in fibra di nylon (20 μ m) per evitare che impurità potessero ostruire il circuito interno di raffreddamento del trasduttore; infine la temperatura di esercizio del liquido di raffreddamento (35°C massima consigliata) viene misurata immediatamente a valle del trasduttore mediante l’impiego di una termoresistenza PT100.

Analogamente a quanto affermato in precedenza la possibilità di misurare istante per istante la pressione nel condotto di scarico è utile per lo studio del processo di lavaggio del motore e per la necessaria taratura di codici numerici per la simulazione monodimensionale dell'intero sistema.

Come il motore di serie anche quello monocilindrico presenta, come è possibile osservare in figura 2.6.1-2, un circuito per il ricircolo dei gas di scarico (noto in terminologia anglosassone come “EGR” – Exhaust Gas Recirculation). Il sistema è stato studiato “ad hoc” per il motore monocilindrico, in particolare, lo scambiatore di calore per il raffreddamento dei gas di scarico è più piccolo (125 cm^3) rispetto a quello utilizzato nella produzione di serie (500 cm^3), ciò perché quest'ultimo ha una efficienza termica troppo alta (portata di liquido di raffreddamento quattro volte più grande) per una accurata regolazione della temperatura dei gas esausti in ingresso al collettore di aspirazione [1]. Ciò risulta essere di fondamentale importanza poiché, come si può attingere dalla letteratura scientifica, variazioni della temperatura dei gas ricircolati influenzano notevolmente quelle che sono le prestazioni del motore in termini di rendimento termico ed emissioni.

A monte del miscelatore installato sul collettore di aspirazione, a valle quindi dello scambiatore, viene misurata, mediante una termoresistenza PT100, la temperatura dei gas la cui regolazione avviene intervenendo sulla portata d'acqua in ingresso allo scambiatore. Il sistema di regolazione è quindi costituito da un regolatore elettronico (Controlli modello CTX542) che ricevuto la misura della temperatura dei gas e confrontandola con quella impostata aziona un servocomando (Controlli modello MVB55) accoppiato con una valvola a globo (Controlli modello VSB 2V) che varia la portata di acqua di raffreddamento allo scambiatore.

2.6.2 Circuito di alimentazione del combustibile

Il sistema di adduzione del combustibile, uno schema è riportato in figura 3.6.2-1, riproduce in buona parte quello del motore pluricilindrico di riferimento. Esso risulta essere costituito, quindi, da un circuito di bassa pressione e da uno di alta pressione che costituisce il sistema di iniezione, che è del tipo “Common Rail” di terza generazione.

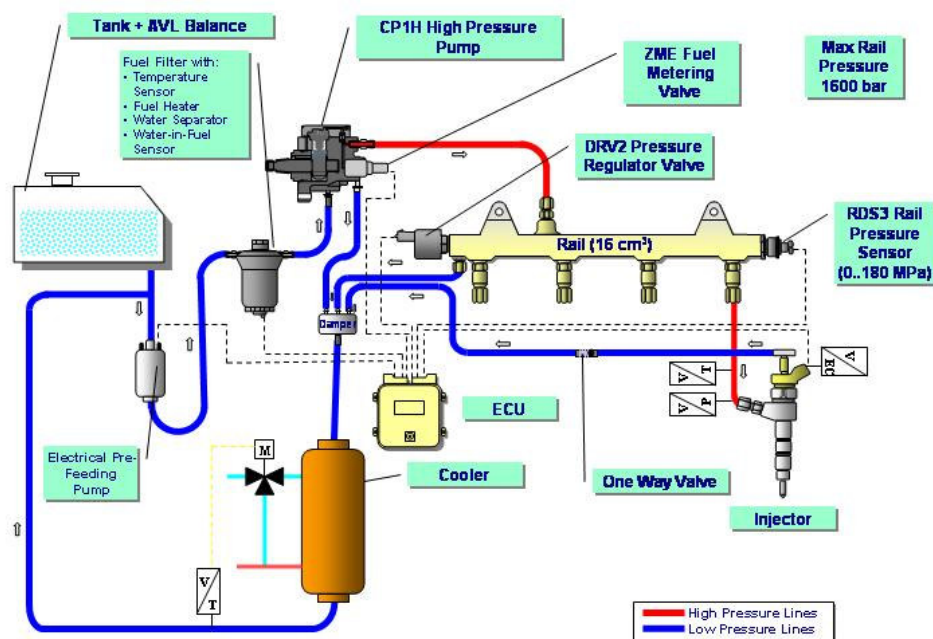


Figura 2.6.2-1: Schema del circuito di alimentazione del combustibile

Come è possibile osservare dalla figura 2.6.2-1 il circuito di bassa pressione è costituito dal serbatoio-bilancia modello AVL 733 che permette di misurare la massa di combustibile consumata nell'unità di tempo; una pompa elettrica di bassa pressione (3 – 4 barG) derivata dalla produzione di serie; un filtro con separatore di acqua, in cui è installato un sensore per la lettura in centralina della temperatura del combustibile e uno scambiatore di calore acqua–gasolio, per raffreddare il combustibile mantenendone costante la temperatura evitando, quindi, che un suo eccessivo riscaldamento possa influenzare la misura della massa di combustibile consumata.

La regolazione della temperatura del gasolio viene effettuata variando la portata d'acqua di raffreddamento in ingresso allo scambiatore mediante un regolatore elettronico (Controlli modello CTX542), che ricevuta la misura della temperatura del gasolio a valle dello scambiatore tramite una PTC e confrontatala con quella impostata, aziona un servocomando (Controlli modello MVB55) accoppiato ad una valvola a globo (Controlli modello VSB 3V) posizionata sul circuito dell'acqua di raffreddamento.

Il circuito di alta pressione, che comprende, oltre alla pompa ed all'iniettore, anche il flauto (*Rail*), permette di raggiungere pressioni di iniezione del combustibile in camera di combustione fino a 1600 bar.

La pompa di alta pressione è una pompa a pistoncini radiali: un eccentrico fissato all'alberino rotante della pompa muove in successione tre pistoncini, tenuti sull'eccentrico da opportune molle, a cui si connettono le valvole di aspirazione attraverso le quali viene richiamato il combustibile e le valvole di mandata che inviano il combustibile al *Rail*. Il carburante viene compresso durante la corsa di avanzamento dei singoli pistoncini ed è erogato al *Rail* mediante una valvola di controllo della pressione. La valvola di aspirazione di ogni pistoncino può essere aperta mediante un comando elettrico gestito dalla centralina (ECU), in questo modo la portata di combustibile elaborata dalla pompa viene adattata al carico del motore.

Nell'impianto in esame La pompa di iniezione è disaccoppiata dal motore ed è, quindi, mossa da un motore elettrico asincrono (Drive AX 3.8 kW di potenza erogata a 3000 giri/min); ciò consente di regolare la velocità di rotazione della pompa e quindi la pressione di iniezione indipendentemente dal regime del motore.

L'iniettore costituisce un'ulteriore passo in avanti nel controllo e nella gestione delle portate iniettate [8]; infatti, come si può notare esaminando la seguente figura 2.6.2-2, problematica dei precedenti sistemi di iniezione era un instabile ed inefficace controllo della quantità iniettata al variare del tempo intercorrente tra due iniezioni successive ("dwell time").



Figura 2.6.2-2: Variazione della portata iniettata (ordinata) con il dwell time (ascissa) per una strategia pilot-main con pressione di iniezione pari a 800 bar per un iniettore di prima generazione

Infatti l'esame del diagramma di figura mostra come piccole variazioni del *dwell time* conducessero a brusche ed incontrollabili differenze delle quantità iniettate con conseguente instabilità di funzionamento a scapito delle prestazioni e delle emissioni inquinanti del propulsore.

Notevoli risultati sono stati raggiunti modificando il sistema per ottenere una fase di chiusura dell'ancoretta che riducesse al minimo i fenomeni di rimbalzo ad essa legati [8]. Ciò è stato realizzato realizzando l'ancoretta in due parti (superiore ed inferiore) separate da un interstizio e collegate da una molla di contrasto come si può facilmente osservare in figura 2.6.2-3.

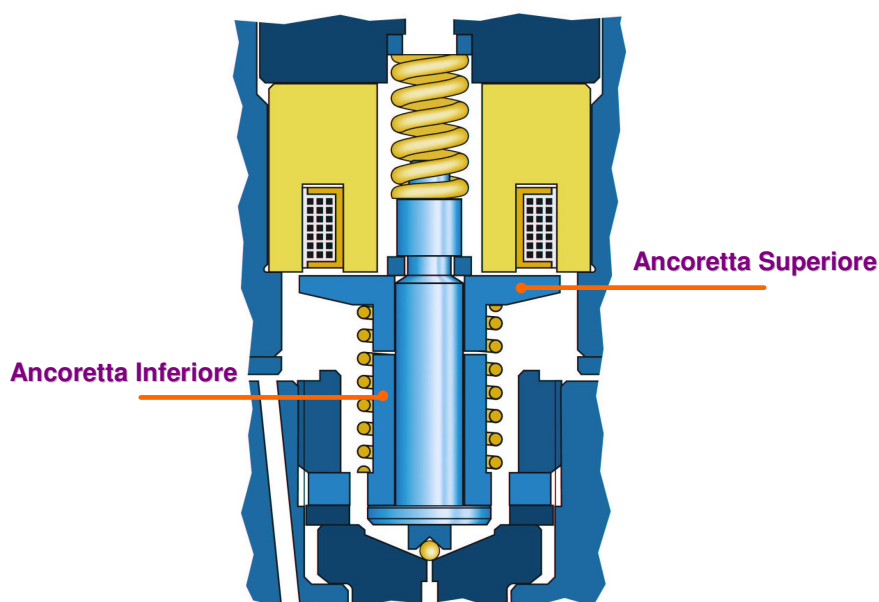


Figura 2.6.2-3: Particolare dello schema costruttivo di un iniettore di terza generazione [8]

Durante la fase di chiusura dell'ancoretta, una volta annullatasi la corrente di energizzazione dell'elettromagnete, il combustibile si inserisce nell'interstizio esistente tra le due parti costituenti l'ancoretta; ciò e la presenza di una molla di contrasto fanno sì che si abbia lo smorzamento delle oscillazioni della parte inferiore della ancoretta ottenendo, quindi, un riposizionamento della sferetta nella sua sede in maniera più morbida come si può notare dalla seguente figura 2.6.2-4 dove sono confrontate le fasi di chiusura per due iniettori di vecchia e nuova generazione.

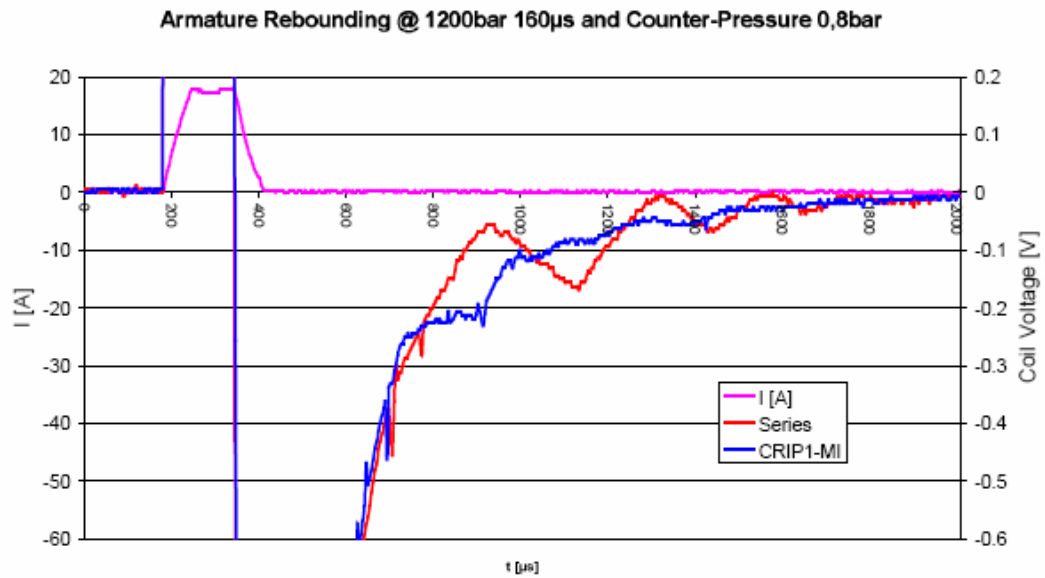


Figura 2.6.2-4: Andamento delle correnti di energizzazione (tratto viola) e delle tensioni di armatura per un iniettore di vecchia generazione (tratto rosso) e di nuova generazione (tratto blu) [8]

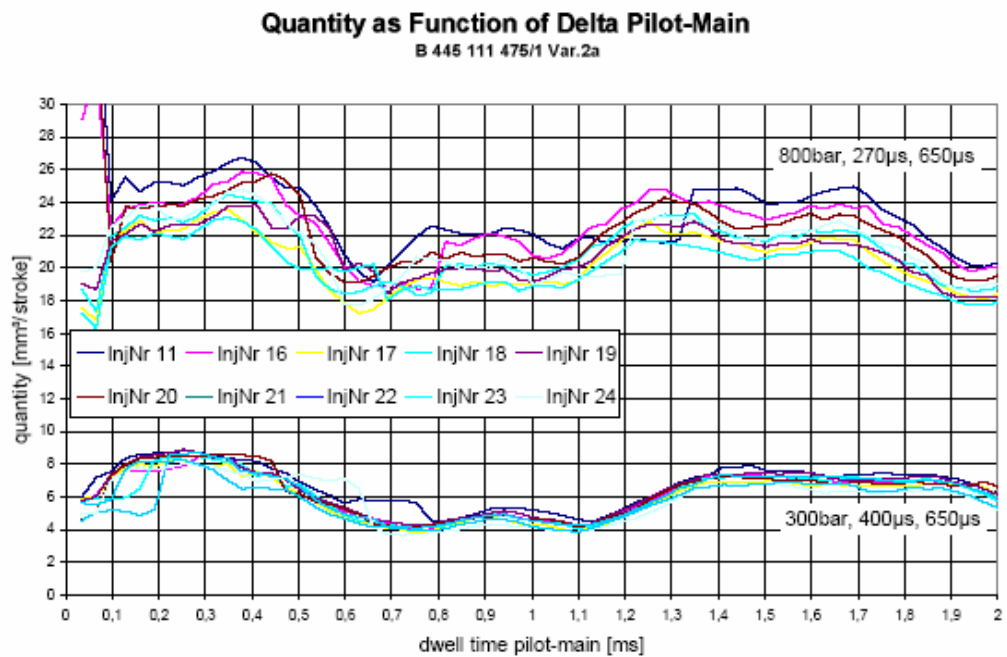


Figura 2.6.2-5: Variazione della portata iniettata (ordinata) con il dwell time (ascissa) per due strategie di iniezione pilot-main con pressione di iniezione pari a 800 e 300 bar rispettivamente per un iniettore di terza generazione [8]

Infine, si nota osservando la figura 2.6.2-5. che la legge di variazione della portata iniettata in funzione del *dwel time* risulta pressochè sinusoidale in un campo molto ampio permettendo quindi, un controllo più stabile e robusto delle quantità iniettate fondamentale; ciò garantisce un perfetto funzionamento del motore in termini di prestazioni e emissioni di sostanze inquinanti.

Il polverizzatore è di tipo “microsac” a 7 fori con foratura conica convergente con i bordi della sezione di ingresso del foro arrotondati. Il “sac”, come si può osservare in figura 2.6.2-6 rappresentato con colorazione rossa, costituisce secondo la terminologia tecnica anglosassone il volume, in corrispondenza dei fori, esistente tra la parte inferiore dello spillo e il naso del polverizzatore.

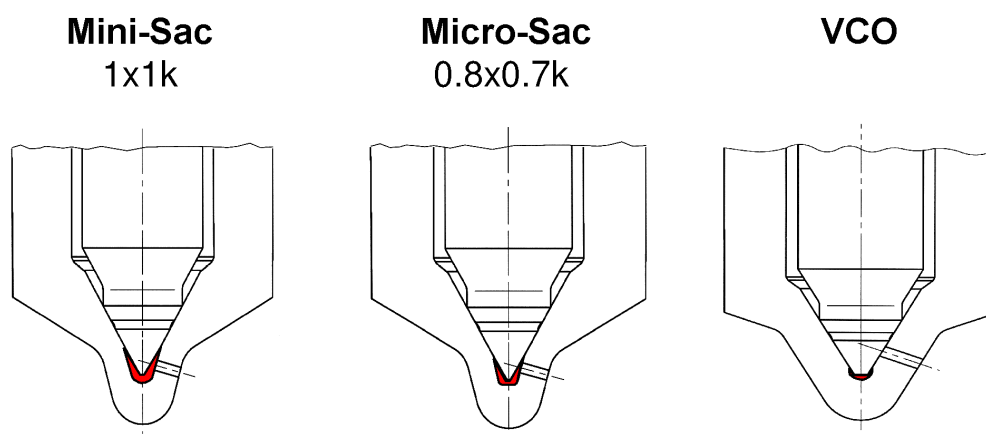


Figura 2.6.2-6: Differenza tra polverizzatori minisac, microsac, VCO [8]

L’entità di questo volume, come è possibile attingere dalla letteratura scientifica [8], influenza in maniera diametralmente opposta il processo di propagazione dei getti in camera di combustione e la formazione di idrocarburi incombusti durante la fase di combustione; infatti volumi del *sac* maggiori (*minisac*) favoriscono una propagazione simmetrica dei getti rispetto all’asse dell’iniettore a scapito di fenomeni più pronunciati di gocciolamento verso le fasi finali dell’iniezione con conseguente formazione di incombusti; al contrario volumi più piccoli (*VCO*) provocano una dissimetria nei getti a favore di un minore gocciolamento. Il polverizzatore *microsac* (70% in volume del *minisac*) costituisce un ottimo compromesso tra le due diverse esigenze.

Facendo ancora riferimento allo schema dell’impianto riportato in figura 2.6.2-1 notiamo che lungo la linea di riflusso dell’iniettore è stata montata una valvola di

ritegno (pressione di apertura 0.35 bar) per realizzare una contro-pressione costante ed evitare che dinamiche anomale a valle dell'iniettore influenzino la legge di iniezione.

Inoltre riferendosi sempre al circuito di riflusso, si può notare osservando sempre la figura 2.6.2-1, che il combustibile elaborato dal sistema ma non iniettato nel cilindro viene inviato direttamente alla pompa di bassa pressione senza passare per il serbatoio come invece avviene sul motore pluricilindrico. Ciò si giustifica con la volontà di evitare che portate variabili nel circuito di riflusso potessero instaurare all'interno della bilancia oscillazioni tali da falsare la misura dei consumi.

Sullo schema dell'impianto è possibile anche notare che sulla connessione idraulica tra rail ed iniettore è stato installato un trasduttore piezoresistivo (Kistler modello 4067 A2000) che fornisce la misura istantanea della pressione del combustibile all'interno di tale condotto. Tale misura risulta essere molto utile perché permette di valutare la legge di iniezione e l'influenza che essa possiede sulle prestazioni del motore ed inoltre permette il controllo della risposta dell'iniettore sotto una prestabilita strategia di iniezione.

Per verificare, in tempo reale, le caratteristiche della strategia di iniezione (anticipo dell'iniezione, durata, ecc.) è stato montato, su un cavo di alimentazione elettrica dell'iniettore, un misuratore di corrente che fornisce istante per istante il valore della corrente di energizzazione (in terminologia anglosassone Energizing Current).

La centralina, o Unità di Controllo Elettronico (ECU), oltre a gestire tutte le funzioni necessarie al controllo del sistema di iniezione (pressione, portata, numero iniezioni ecc.), effettua anche controlli e comandi su alcuni sistemi ausiliari del motore. Quella utilizzata nello studio in esame è una centralina prototipo, di tipo "aperto" fornita dal Centro Ricerche Fiat. Essa è, perciò, caratterizzata dalla possibilità, mediante un software esterno, di modificare i parametri di funzionamento in tempo reale. In figura 2.6.2-7 sono riportati i sistemi controllati dalla centralina.

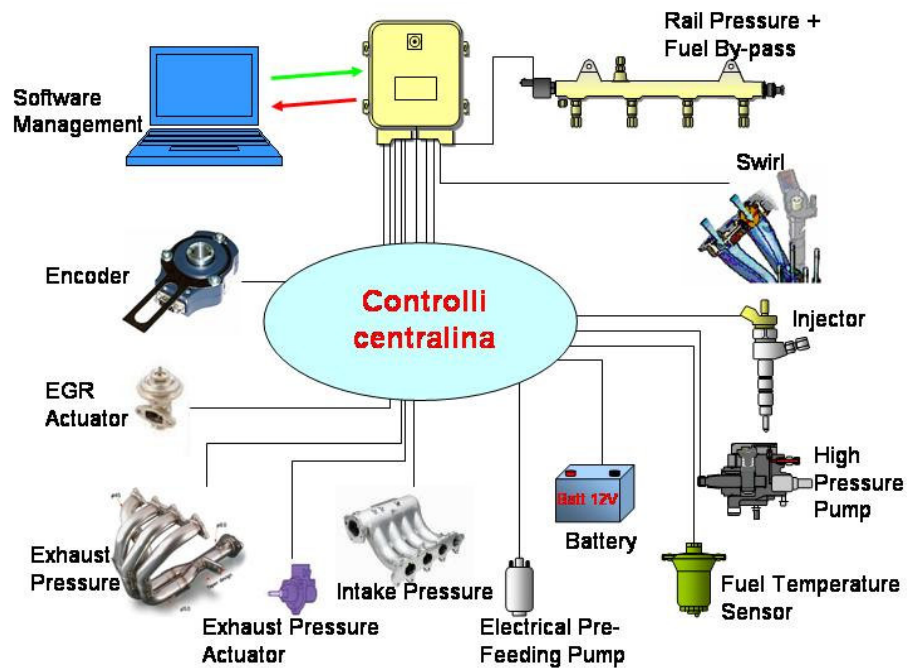


Figura 2.6.2-7: Controlli centralina

2.6.3 Circuito di raffreddamento

In figura 2.6.3-1 è riportato uno schema dell circuito di raffreddamento del motore.

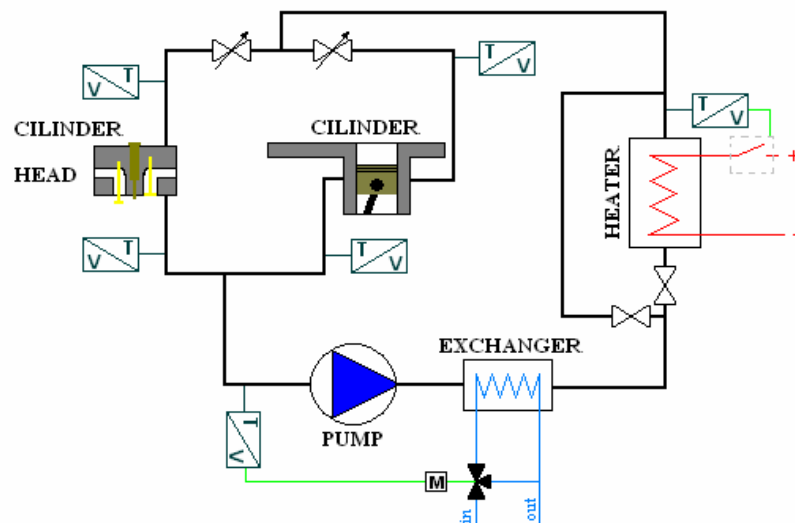


Figura 2.6.3-1: Schema dell'impianto di raffreddamento

Il circuito è composto da una pompa elettrica (KSB modello Multi Eco 34 portata massima 8 m³/h), da uno scambiatore di calore acqua-acqua che permette il raffreddamento del liquido refrigerante e da un riscaldatore elettrico (Watlow modello Firebar che eroga una potenza termica di 1 kW alimentato da una tensione di 230 V c.a.); quest'ultimo ha la funzione, durante la fase di avviamento del motore, di incrementare la temperatura del liquido di raffreddamento portandola rapidamente al valore di esercizio. È facilmente intuibile che a regime il riscaldatore viene by-passato.

La regolazione della temperatura di esercizio del liquido refrigerante avviene variando la portata di acqua allo scambiatore di calore mediante l'impiego di un regolatore elettronico (Controlli modello CTX541) che ricevuto da un termoresistore PTC, installato a valle del cilindro e della testata, la misura della temperatura e confrontandola con un valore impostato aziona un servocomando (Controlli modello MVB55) accoppiato con una valvola a globo (Controlli modello VSB 3V) montata sul circuito di raffreddamento della cella di prova. All'ingresso e all'uscita dei circuiti di raffreddamento del cilindro e della testata vengono misurate mediante due coppie di termoresistenze PT100, come è possibile notare dallo schema sopra riportato, le temperature di esercizio del refrigerante. La regolazione di dette temperature avviene variando la portata del fluido di raffreddamento mediante l'impiego di una coppia di valvole a spillo.

2.6.4 Circuito di lubrificazione

Il circuito di lubrificazione, uno schema esemplificativo è riportato in figura 2.6.4-1, è costituito da una pompa elettrica (KSB modello Multi Eco 34), da un filtro, da uno scambiatore di calore acqua-olio per il raffreddamento del lubrificante e da un riscaldatore elettrico. Quest'ultimo ha la funzione di preriscaldare l'olio prima e durante la fase di avviamento del motore. Il riscaldatore elettrico è costituito da due fasce riscaldanti, ciascuna di potenza termica erogata pari a 1.5 kW alimentate a 230V c.a., montate su di un serbatoio posto sotto il basamento che funge da coppa dell'olio.

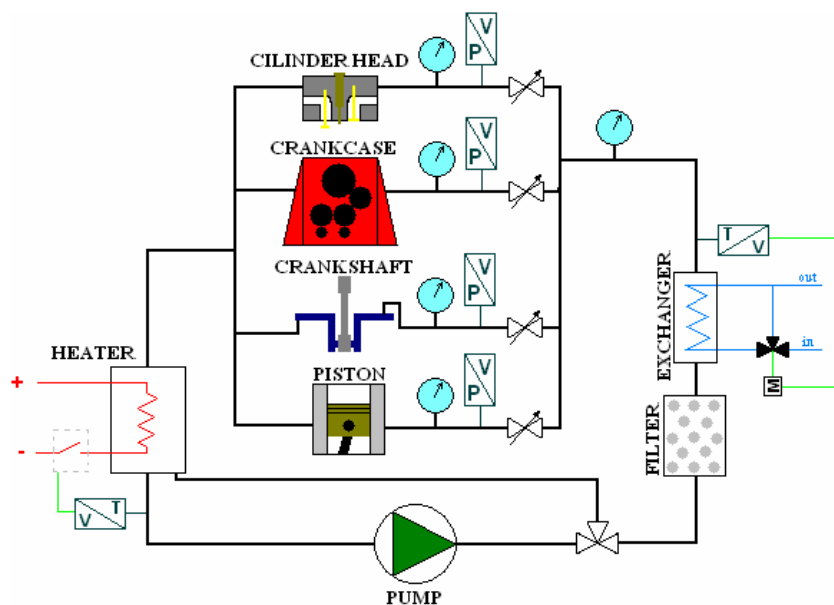


Figura 2.6.4-1: Schema dell'impianto di lubrificazione

Per evitare fenomeni di cracking del lubrificante viene monitorata sia la temperatura delle fasce riscaldanti mediante una termocoppia tipo K, sia la temperatura del lubrificante stesso a valle della coppa mediante una termoresistenza PT100. Quest'ultima, viene inoltre regolata mediante un controllore elettronico (Watlow modello SD) che comanda un relè che apre e chiude il circuito elettrico di alimentazione delle fasce riscaldanti.

La temperatura di esercizio del lubrificante viene, inoltre, regolata variando la portata di acqua allo scambiatore di calore mediante l'impiego di un regolatore elettronico (Controlli modello CTX541) che ricevuto da un termoresistore PTC, installato a valle dello scambiatore, la misura della temperatura e confrontatola con un valore impostato aziona un servocomando (Controlli modello MVB55) accoppiato con una valvola a globo (Controlli modello VSB 3V) montata sul circuito dell'acqua di raffreddamento della cella di prova.

Il circuito di lubrificazione serve, mediante quattro circuiti di alimentazione separati, la testata, il basamento, l'albero motore, il cilindro. Per quest'ultimo la lubrificazione avviene installando nel basamento un ugello che spruzza l'olio sotto la testa del pistone svolgendo in tal modo anche la funzione di refrigerante per il pistone stesso. Questo, infatti, presenta internamente un volume per il raffreddamento e due fori uno di adduzione e uno di scarico opportunamente posizionati sotto la sua testa. È

intuibile che affinché il getto d'olio colpisca il foro di carico è necessario che l'ugello sia posizionato con una sufficiente precisione; ciò si realizza posizionando sul cilindro, prima del montaggio del pistone, una lastra in plexiglass dove è marcato un punto di impatto e orientando l'ugello fino a che il getto non colpisce il punto prefissato.

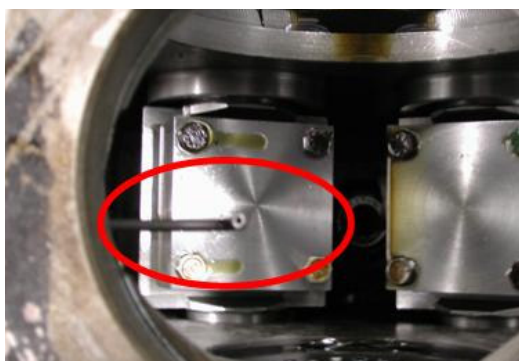


Figura 2.6.4-2: Foto dell'ugello preposto alla lubrificazione della canna e al raffreddamento del pistone

Ciascuna linea è dotata singolarmente di trasduttore (GEMS modello 220A-G-A25-01-3-U-A 0 – 6 barG) per il monitoraggio della pressione del lubrificante e di una valvola a spillo per la sua regolazione.

2.7 Strumentazione della cella di prova

Il motore è accoppiato con una dinamo-freno a corrente continua (Siemens modello AVG 187 D) che nella sua funzione di motore permette di far girare il monocilindrico ad un regime di rotazione prestabilito e che nella funzione freno assorbe la coppia erogata dal motore. Mediante l'impiego di una cella di carico (H&B modello U1) secondo lo schema riportato in figura 2.7-1, si effettua la misura della coppia motrice erogata dal motore.

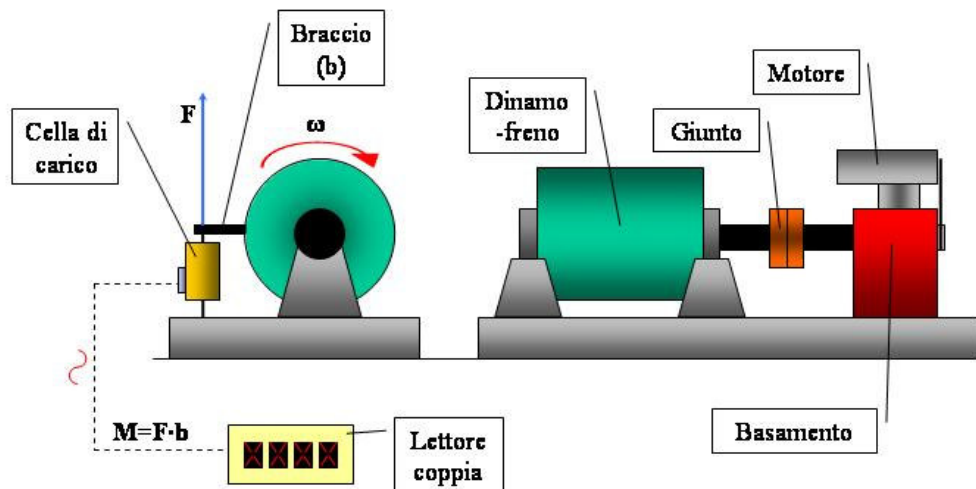


Figura 2.7-1: schema della dinamo e della cella di carico

La combustione viene diagnosticata attraverso l'impiego di un trasduttore veloce (Kistler modello 6121A) che fornisce la misura della pressione istantanea nel cilindro. Come accennato nei precedenti paragrafi tale trasduttore trova alloggio nella sede della candelella opportunamente modificata.

Il segnale prodotto dal trasduttore amplificato e filtrato (filtro passabasso 3kHz) mediante centralina (Kistler Charge Amplify type 5011) è inviato ad un acquisitore di segnali veloci (AVL Indiskop modello 647). La sincronizzazione angolare del segnale viene realizzata mediante l'impiego di un encoder a disco ottico con risoluzione angolare massima 0.1° (AVL modello 365C) solidale all'albero motore. L'indiskop permette una volta acquisito il segnale di pressione di elaborarlo fornendo i dati utili all'analisi del ciclo quali la pressione media indicata del ciclo, l'andamento in funzione dell'angolo di manovella della velocità (Rate of Heat Release R.O.H.R.) e dell'integrale (Heat Release H.R.) della funzione di rilascio del calore.

2.7.1 Banco per le analisi dei gas di scarico

Il banco d'analisi misura le concentrazioni allo scarico: O_2 , CO_2 , CO , HC , NO_x .

Tutti gli strumenti di misura sono raccolti in un sistema che controlla, regola e condiziona i flussi di gas destinati ad ogni strumento.

Come è possibile osservare dallo schema di flusso in figura 2.7.1-1 le componenti essenziali del banco sono, oltre agli strumenti di misura, il forno, il frigorifero ed il complesso sistema elettro-pneumatico che permette di convogliare ai singoli strumenti sia i gas campioni di taratura sia i gas esausti da analizzare.

Rispetto alla configurazione originale sono stati aggiunti al banco dei nuovi strumenti e, di conseguenza, delle nuove linee di campionamento con relativo sistema di gestione elettrico. In pratica, si è passati dai quattro strumenti di analisi, per cui era inizialmente predisposto il banco, ai sei attuali; inoltre, con opportune modifiche, si è aggiunta la possibilità di misurare le concentrazioni di ossigeno ed anidride carbonica presenti nel collettore di aspirazione del motore per valutare l'effettivo tasso di EGR.

Aiutandosi ancora con lo schema di flusso in figura 2.7.1-1 si può spiegare brevemente il funzionamento del banco ed il metodo di campionamento.

I gas vengono prelevati dal condotto di scarico del motore a valle del polmone in maniera tale da assicurare una colonna fluida continua e, poi, vengono inviati al banco d'analisi mediante una sonda riscaldata a 180°C per evitare fenomeni di condensa; inoltre per assicurare alla strumentazione un campione di gas privo di qualsivoglia particella solida si utilizza un filtro anti-particolato. Un compressore, posto in un forno a 190°C garantisce una portata di gas sufficiente agli strumenti.

Questi ultimi effettuano due tipologie di misura diversa: una su base umida, l'altra su base secca, ovvero tenendo in conto o meno rispettivamente della concentrazione di acqua nel gas campionato. Per tale motivo una linea "calda" passa attraverso il forno, mantenuto ad una temperatura di 190°C, che evita così fenomeni di condensa, e arriva agli strumenti per la misura degli idrocarburi incombusti (HC) e degli ossidi di azoto (NO ed NO_x) (misura su base umida); una linea "fredda", invece, attraversa un frigorifero, mantenuto ad una temperatura prossima ai 5°C, che permette la separazione della condensa, e successivamente arriva agli strumenti per la misura della concentrazione dell'ossigeno (O₂), dell'ossido e del biossido di carbonio (CO e CO₂) (misura su base secca).

Come accennato, per la misura del tasso di ricircolo dei gas di scarico, è stata implementata una ulteriore linea proveniente direttamente dal collettore di aspirazione; l'aria viene inviata ai misuratori di CO₂ ed O₂ mediante un piccolo compressore (H&B modello CGMF1).

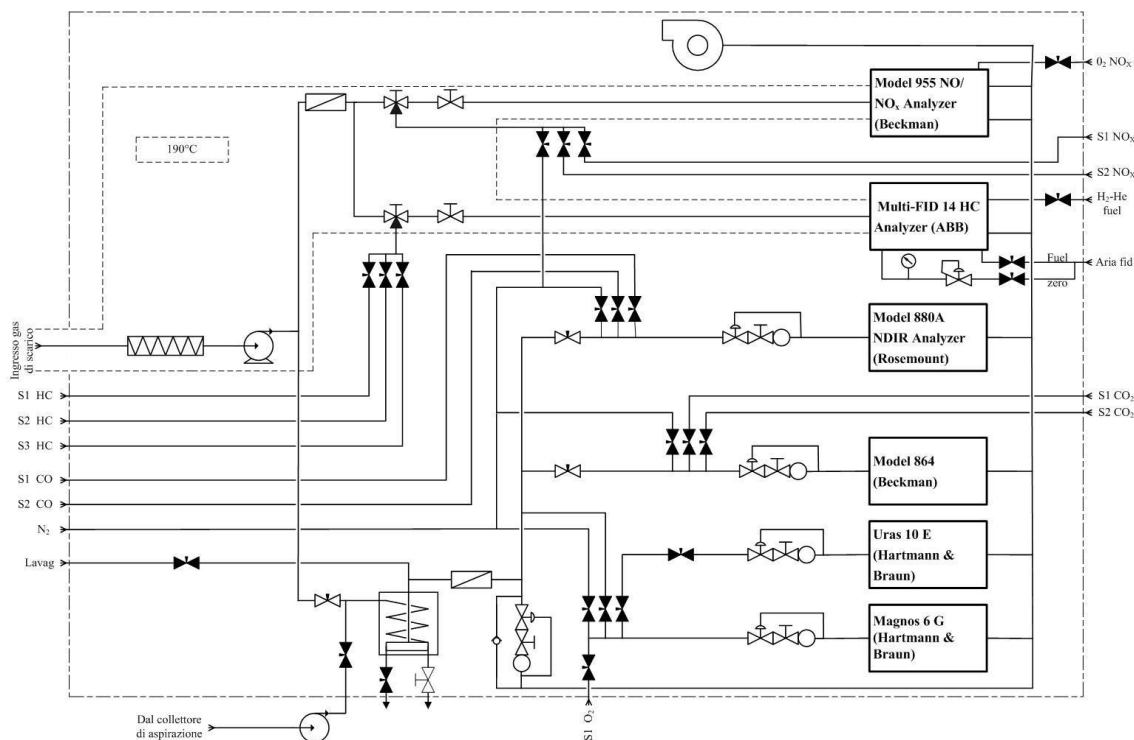


Figura 2.7.1-1: Schema di flusso del circuito elettro-pneumatico del banco di analisi

Di seguito verrà descritto in dettaglio ogni strumento utilizzato per l'analisi dei gas.

2.7.1.1 Strumento per la rilevazione della concentrazione di ossido di carbonio: Model 880A Non-Dispersive Infrared Analyzer (Rosemount Analytical)

Il Model 880A Non-Dispersive Infrared Analyzer è realizzato per ricavare la concentrazione di ossido di carbonio (CO) nei gas di scarico.

Il principio di misura è basato sulla proprietà dei gas poliatomici di assorbire le radiazioni nell'intervallo di lunghezze d'onda dell'infrarosso (2.5µm...12µm).

Come si può vedere dalla figura 2.7.1.1-1 il sistema di rilevazione dei gas è sostanzialmente composto da due celle parallele. Una delle due celle è attraversata dal gas campionato, l'altra funge da riferimento ed è riempita con del gas inerte (azoto o aria completamente priva di CO). Due raggi infrarossi, prodotti da filamenti riscaldati, di pari energia e modulati meccanicamente, sono indirizzati attraverso le due celle e,

successivamente, su un rilevatore che misura la differenza di energia assorbita tra le due celle. Il rilevatore, o detector, è costituito da due camere riempite di CO separate da una membrana. La radiazione prima assorbita dai gas campionati e poi dai gas presenti in queste due camere, produce un riscaldamento di questi ultimi aumentandone la pressione relativa sulla membrana: ovviamente, la cella di campionamento, in presenza di CO nel gas di scarico, assorbirà più energia provocando uno squilibrio di pressione sulla membrana il cui movimento proporzionale alla misura della concentrazione dell'ossido di carbonio nel gas esausto [3].

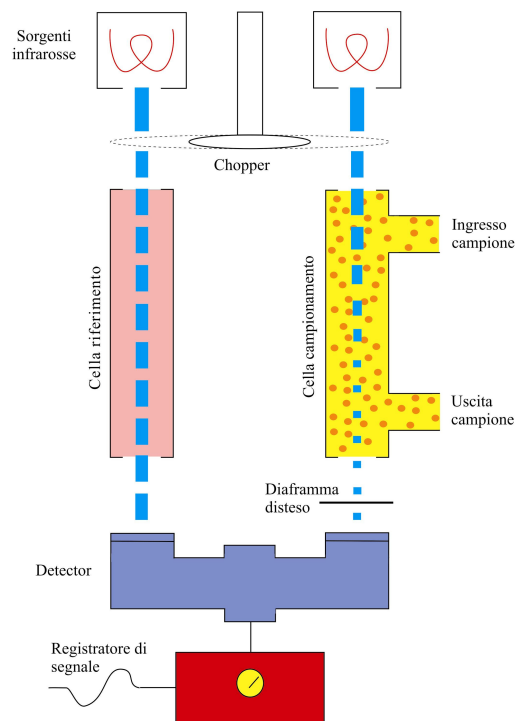


Figura 2.7.1.1-1: Schema di analizzatore NDIR [3]

Questo tipo di strumento non ha una lettura lineare, ha quindi bisogno di una operazione di caratterizzazione del segnale che viene effettuata via software tramite una funzione polinomiale del quarto ordine:

$$Y = A_0 + A_1X + A_2X^2 + A_3X^3 + A_4X^4$$

Dove X è il valore del segnale grezzo prodotto dal detector, A_0 , A_1 , A_2 , A_3 e A_4 sono i coefficienti di caratterizzazione, Y è il valore della misura.

Per ricavare i valori dei coefficienti è necessario inviare allo strumento diverse concentrazioni di gas, note a priori, e leggere il valore del segnale grezzo, in uscita dallo strumento: l'equazione della curva polinomiale interpolante fornirà i fattori cercati (A_n) come coefficienti della funzione stessa.

2.7.1.2 Strumenti per la rilevazione della concentrazione di biossido di carbonio: Uras 10 E (Hartmann & Braun) e Model 864 (Beckman)

Questi strumenti, come il precedente, sono di tipo NDIR (Non-Dispersive Infrared Analyzer). Il principio di funzionamento è, quindi, identico a quello già descritto, ma viene utilizzato, questa volta, per misurare la concentrazione di biossido di carbonio (CO_2) presente nel collettore di aspirazione quando si applica l'EGR, ed allo scarico del motore.

Il motivo per cui vengono impiegati due strumenti per la lettura della concentrazione della CO_2 è intuibile dalle considerazioni fatte a proposito del metodo di misura non lineare degli strumenti Infrared. Infatti, dovendo effettuare la misura della concentrazione di anidride carbonica in un range piuttosto ampio (0 – 15% in volume), l'operazione di caratterizzazione con una funzione del quarto ordine non sarebbe esente da errori trascurabili, soprattutto in campi di misura più bassi (0 – 7% circa) tipici di condizioni a basso carico del motore e di quelle nel collettore d'aspirazione. È, allora, comprensibile la scelta di utilizzare uno strumento che dia una misura corretta per valori più bassi della concentrazione ed uno che sia più preciso nei range più elevati.

2.7.1.3 Strumento per la rilevazione della concentrazione degli idrocarburi incombusti (HC): AO 2020 Multi-FID 14 Analyzer (ABB)

Il termine FID sta per “Flame Ionization Detector” e fa riferimento al metodo di misura utilizzato da questo strumento che è basato sui fenomeni di ionizzazione degli atomi di carbonio organico in una fiamma premiscelata alimentata con una miscela di elio e idrogeno nelle seguenti proporzioni: 60% He, 40% H_2 .

Nella figura 2.7.1.3-1 è mostrato uno schema di flusso dell'analizzatore FID.

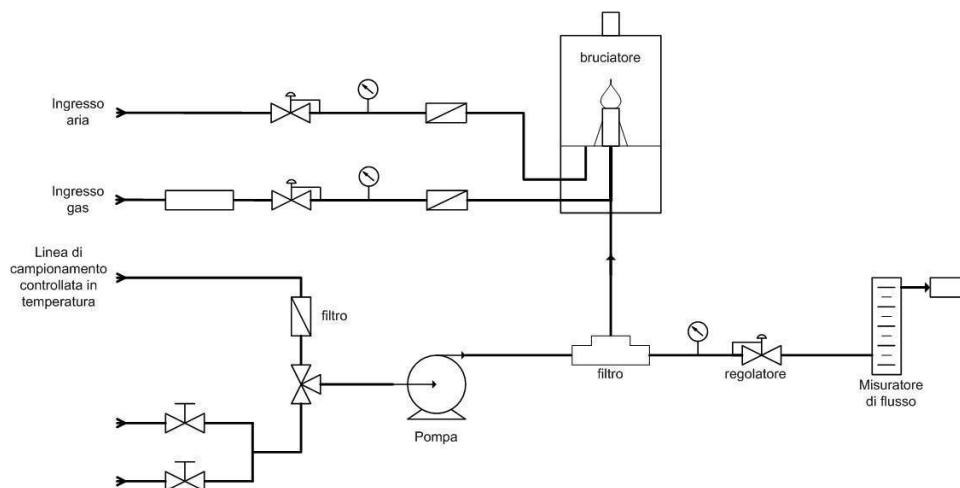


Figura 2.7.1.3-1: Schema di analizzatore FID

La fiamma ad idrogeno brucia in un campo elettrico generato da una differenza di potenziale tra due elettrodi. Gli idrocarburi presenti nel gas campionato, bruciati dalla suddetta fiamma, generano una corrente di ioni direttamente proporzionale al numero di atomi di carbonio organico presente nel gas. La corrente di ioni viene poi elettricamente amplificata e convertita in un segnale di tensione [3].

2.7.1.4 Strumento per la rilevazione della concentrazione di ossigeno (O₂):

Magnos 6 G Magnetomechanical Oxygen Analyzer (Hartmann & Braun)

La concentrazione di ossigeno presente nei gas di scarico non è oggetto di regolamentazione, ma la sua misura è tuttavia molto utile in quanto fornisce indicazioni sull'evoluzione della combustione all'interno del cilindro.

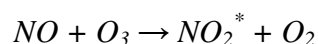
Il sistema di misura adoperato da questo strumento è basato sulla proprietà, intrinseca della molecola di ossigeno, di avere caratteristiche paramagnetiche. Quasi tutti gli altri gas, al contrario, sono debolmente diamagnetici. La grande differenza di suscettibilità tra l'ossigeno e i restanti gas diamagnetici permette una procedura analitica di misura.

Nella pratica, il gas da analizzare passa attraverso un campo magnetico fortemente disomogeneo che causa lo spostamento delle molecole di ossigeno che a loro volta esercitano una forza su un corpo cavo libero di muoversi; la misura di questo

movimento, opportunamente elaborata da un software, dà il valore della concentrazione cercata.

2.7.1.5 Strumento per la rilevazione della concentrazione di ossidi di azoto (NO_x): Model 955 NO/NO_x Analyzer (Beckman)

Questo strumento utilizza per la rilevazione della concentrazione degli ossidi di azoto un metodo basato sul fenomeno della chemiluminescenza. Il gas campionato in ingresso allo strumento viene fatto reagire con ozono (O₃), prodotto dallo strumento stesso con ossigeno fornito dall'esterno, in modo da ossidare le molecole di NO a NO₂ secondo il seguente schema reattivo:



Caratteristica peculiare di questa reazione è che le molecole di NO₂ prodotte sono in uno stato elettricamente eccitato (NO₂^{*}) che non si conserva nel tempo; infatti, le molecole tendono a riportarsi in uno stato di equilibrio emettendo una radiazione di fotoni (NO₂^{*} → NO₂ + hν). Questa emissione di luce viene rilevata da un fotomoltiplicatore che genera una corrente proporzionale all'energia assorbita e quindi proporzionale alla quantità di NO₂ presente nel gas; il segnale prodotto dal fotomoltiplicatore, opportunamente amplificato, restituisce il valore della concentrazione di NO.

2.7.1.6 Fumimetro 415S (AVL)

Il fumimetro campiona un predefinito volume di gas di scarico per mezzo di una sonda, installata nella tubazione di scarico e lo aspira attraverso un elemento di carta-filtrante che quindi annerisce.

Il contenuto di fuliggine del gas di scarico è determinato dall'annerimento dell'elemento filtrante che è valutato sfruttando una misura di riflessione della luce, emessa da una sorgente luminosa.

Aiutandosi con lo schema in figura 2.7.1.6-1 è più facile capire il funzionamento dello strumento.

Una testa riflettometro contiene un bulbo controllato da una sorgente a tensione-costante ed un fotodiodo con filtro verde. Il bulbo illumina la carta filtro in modo uniforme attraverso una guida ottica. L'intensità della luce riflessa è misurata per mezzo del fotodiodo che genera una foto-corrente convertita in una tensione e poi amplificata: tale segnale è proprio un indice della fumosità.

La fumosità allo scarico è, inoltre, visualizzata secondo due scale di misura: come FSN (Filter Smoke Number), con risoluzione nell'ordine del centesimo, e come concentrazione (mg/m^3).

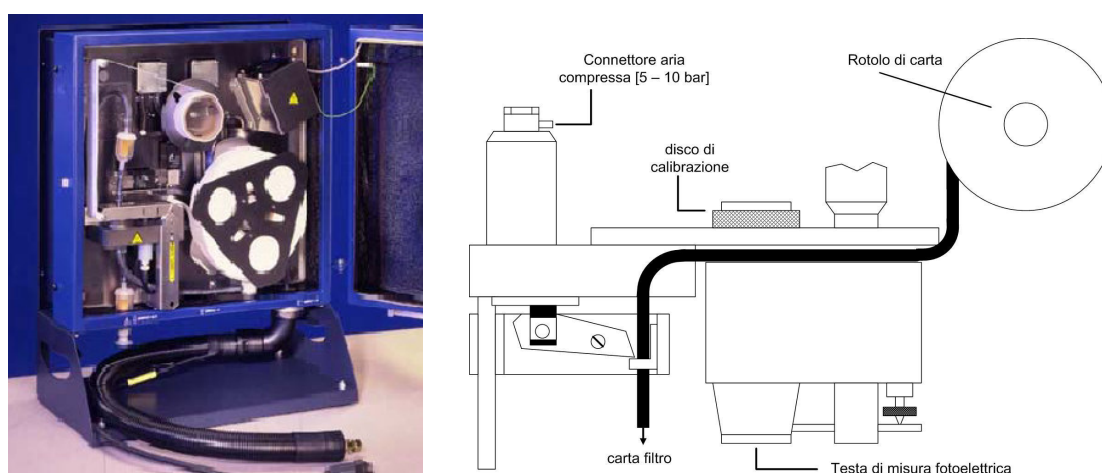


Figura 2.7.1.6-1: foto e schema del fumimetro AVL [3]

Il disco di calibrazione, segnato in figura 2.7.1.6-1, è l'elemento che permette allo strumento di tarare il valore di zero.

Bibliografia

- [1] “Development of a Single Cylinder Direct Injection Diesel Engine for advanced combustion system studies” G. Avolio, C. Beatrice, C. Bertoli – HTCES 2005, 26-27 Maggio 2005, Modena – Italy
- [2] “Internal Combustion Engine Fundamentals” – J.B. Heywood – McGraw-Hill, 2000

- [3] “Il motore diesel per la trazione stradale” – C. Bertoli, M. Migliaccio – Rocco Curto Editore, 1989
- [4] “Motori a Combustione Interna” – M. Migliaccio, R. Della Volpe – Cuen Editore, 1999
- [5] “Costruzione di Macchine” – A. Strozzi – Pitagora Editrice Bologna, 2002
- [6] “Meccanica applicata alle machine” – R. Guido, L. Della Pietra – Cuen Editore, 1995
- [7] “Scienza delle Costruzioni” – O. Belluzzi – Zanichelli Editore, 1994
- [8] D-isele – Final Report

CAPITOLO III

*Allestimento del pluricilindrico da
ricerca*

Come già accennato nel capitolo introduttivo, lo studio dei sistemi di combustione alternativa per i motori diesel veloci per la trazione stradale leggera è stato affrontato, in maniera integrata, affiancando alla sperimentazione su di un motore monocilindrico quella su di un motore pluricilindrico derivato dalla produzione di serie preso a riferimento. Come detto nel precedente capitolo il monocilindrico è di fondamentale importanza poiché permette, in base alle sue caratteristiche, di indagare l'effetto che ciascun paramentro sia esso geometrico che termodinamico, ha sulle prestazioni del motore. Appare chiaro, però, che una campagna sperimentale basata sui soli risultati ottenuti con il monocilindrico risulta essere insufficiente per stabilire le potenzialità dei nuovi sistemi di combustione. Infatti le prestazioni del propulsore devono essere successivamente verificate sul motore pluricilindrico sia in termini di trend assoluti; infatti sebbene i due motori abbiano sistemi di combustione (alesaggio, corsa, camera di combustione, ecc.) e sistemi di iniezione (stesso flussaggio per i cinque iniettori) gemelli, la complessa termo-fluidodinamica (differenti lavaggio, differenti scambi termici, ecc.) e la diversa meccanica (diverse potenze assorbite dai sistemi ausiliari) fanno sì che essi presentino differenze sia a livello di prestazioni (potenza, consumi, ecc.) che di emissioni inquinanti. Inoltre è necessario verificare che le calibrazioni ottenute sul monocilindrico siano realizzabili sul pluricilindrico di produzione data la totale flessibilità di funzionamento del monocilindrico opposta ad una operatività del pluricilindrico fortemente vincolata.

Per tale motivo la sperimentazione nell'ambito delle combustioni innovative può considerarsi completa e quindi esauriente, integrando i risultati ottenuti dalle sperimentazioni parallele effettuate con il monocilindrico ed il pluricilindrico.

Il pluricilindrico utilizzato, in figura 3.1 è possibile osservarlo montato al banco prova, come più volte già affermato nel capitolo precedente, è un motore prototipo derivato dal motore di serie FIAT 1.9 JTD 16V M-Jet nella sua versione EURO IV.

Come già giustificato la scelta di tale motore è da individuarsi nel fatto che costituisce la cilindrata più rappresentativa nel mercato delle vetture stradali equipaggiate con motori diesel destinate al trasporto passeggeri.

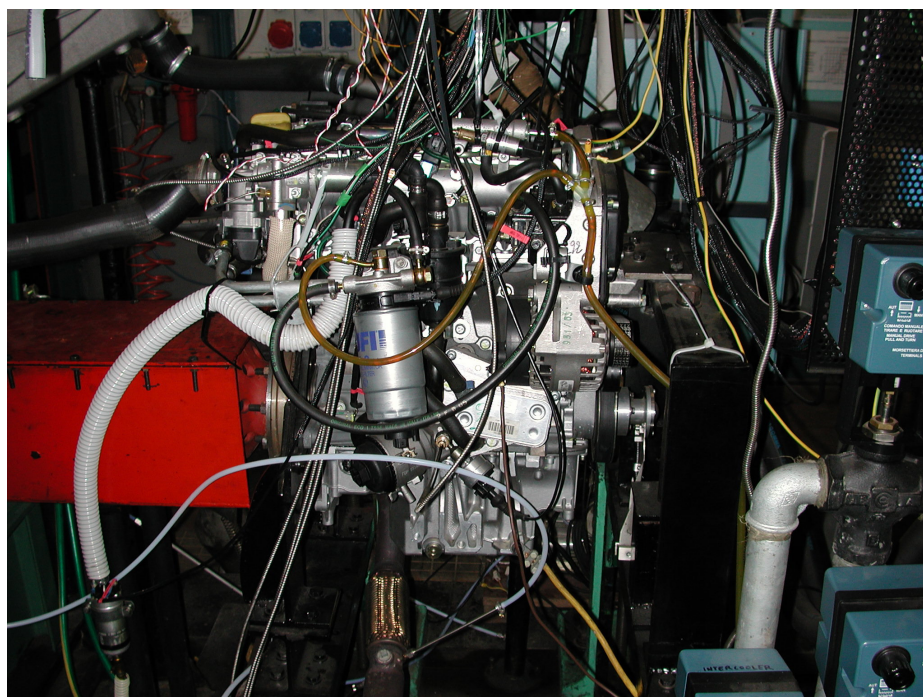


Figura 3.1: Il motore 1.9 JTD 16V M-Jet Ver EURO IV montato al banco

Le caratteristiche geometriche del motore sono riportate in tabella 3.1.

Caratteristiche motore pluricilindrico diesel 1.9 JTD 16V M-Jet	
Alesaggio [mm]	82
Corsa [mm]	90.4
Rapporto di compressione	16.5
Cilindrata [cm³]	477
Potenza [kW]	112 @ 4200 giri/min
Coppia [Nm]	320 @ 2500 giri/min
Numero di valvole	16 (8 aspirazione 8 scarico)
Fasatura Valvole	Asp: -10, 21 Sca: 40, -6
Sistema di iniezione	Fiat Multijet Common Rail III gen.
Polverizzatore	Ks 1.3/86 Microsac 7 fori Flussaggio 440mm³/30 s/ 100bar

Tabella 3-1: Caratteristiche principali del motore

Il motore, fornito dal Centro Ricerche Fiat nell'ambito di una collaborazione congiunta per l'applicazione delle combustioni a bassa temperatura ai motori diesel veloci per la trazione stradale leggera, è un motore diesel 4 tempi, 4 cilindri in linea, 4

valvole per cilindro ad iniezione diretta in camera di combustione con il sistema “Common Rail” di terza generazione.

Rispetto alla versione commercializzata il motore presenta alcune differenze che di seguito saranno spiegate. La messa al banco del motore ha inoltre richiesto, come ovvio, la replica dei circuiti ausiliari installati a bordo vettura e l’installazione di una fitta rete di sensori fondamentali per monitorare istantaneamente le condizioni operative del motore.

Nei paragrafi a seguire verranno inoltre descritte non solo le principali modifiche apportate al propulsore ma anche le principali caratteristiche dei sistemi ausiliari e della strumentazione che arreda la cella di prova.

3.1 Il motore 1.9 JTD 16V M-Jet

Il motore pluricilindrico utilizzato per la sperimentazione sulle combustioni a bassa temperatura presenta rispetto all’unità in produzione alcune sostanziali differenze che tengono in conto di successivi sviluppi effettuati per rientrare nei target di mercato in termini di consumi e potenza e nelle normative relative alle emissioni di inquinanti allo scarico. In figura 3.1-1 sono riportate due fotografie del motore installato nella cella di prova.

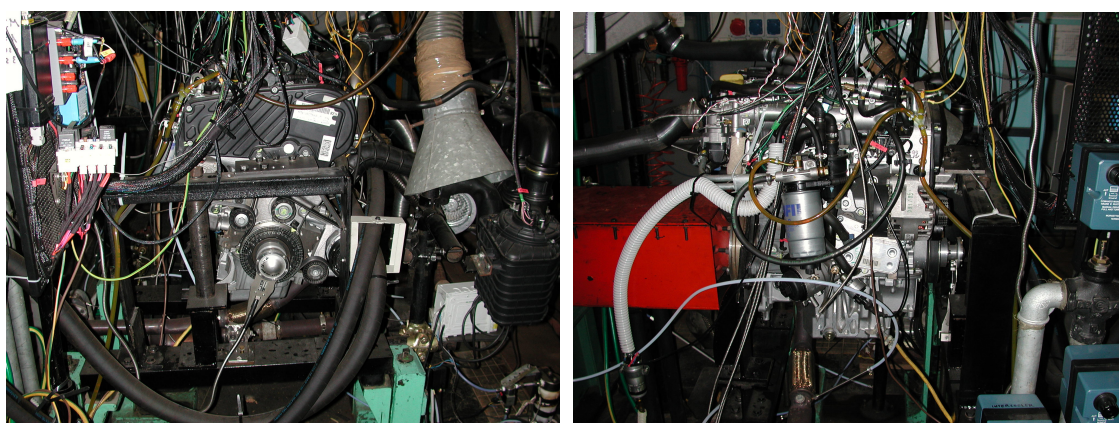


Figura 3.1-1: Due immagini del motore 1.9 JTD 16V M-Jet al banco prova

Infatti rispetto alla versione di serie attualmente in produzione, il motore presenta un valore del rapporto di compressione di un punto più basso (16.5 contro il valore pari a 17.5 della versione EURO IV). Tale valore è stato scelto in quanto costituisce un buon

compromesso iniziale per l'applicazione delle combustioni a bassa temperatura ed un buon comportamento a freddo del motore.

Come si può osservare dalla seguente figura 3.1-1 l'abbassamento del rapporto di compressione è stato realizzato lasciando inalterato il volume dello spazio morto (volume della camera di combustione sottratto del volume del *bowl*) e modificando il profilo del *bowl* nella sua parte inferiore; in tal modo si è incrementato il volume della camera di combustione senza influenzare il campo di moto nella parte superiore e quindi, l'interazione tra i getti e la massa d'aria intrappolata.

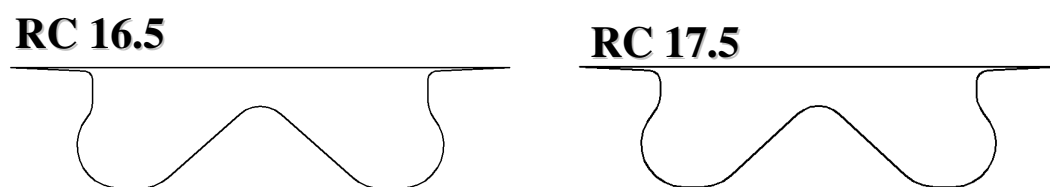


Figura 3.1.2: Profilo della camera di combustione per due differenti RC: 16.5 (sinistra) e 17.5 (destra)

Inoltre rispetto alla versione commercializzata il collettore di aspirazione risulta essere equipaggiato con il sistema per la regolazione dell'indice di *swirl* all'interno del cilindro. Come già spiegato nel capitolo precedente ciò è stato realizzato installando, su ciascun condotto di aspirazione elicoidale, una valvola parzializzatrice; le valvole sono tra di loro rigidamente connesse (stessa apertura per ogni cilindro) e collegate ad un motorino elettrico comandato dalla centralina elettronica.

Infine alcune modifiche sono state effettuate alla testata: in particolare così come su quella installata sul monocilindrico, sono state lavorate le sedi relative alle candele per l'installazione in ciascun cilindro di un porta-trasduttore e di un trasduttore ad esso accoppiato per la misura istantanea della pressione all'interno del cilindro. Tale scelta corrisponde alla necessità di monitorare la pressione in ciascun cilindro per valutare, soprattutto in condizioni di combustione a bassa temperatura, dove sono alti i tassi di ricircolo dei gas di scarico, la variabilità esistente tra cilindro e cilindro e per ciascun cilindro la sua variabilità ciclica in termini di pressioni indicate.

3.2 Sistemi ausiliari

Come accennato nell'introduzione al seguente capitolo la messa al banco del propulsore nella cella di prova ha richiesto la replica dei sistemi ausiliari (alimentazione

del combustibile, lubrificazione, raffreddamento, aspirazione e scarico) che risultano essere installati a bordo veicolo. In particolare alcune modifiche sono state effettuate per concedersi l'opportunità, entro certi limiti, di poter regolare e controllare alcuni parametri di funzionamento.

Di seguito saranno espone le caratteristiche principali di ciascun sistema ausiliario.

3.2.1 Circuiti di Aspirazione e Scarico

Il circuito di aspirazione e scarico, uno schema esemplificativo è riportato in figura 3.2.1-1, risulta essere quasi completamente derivato dalla produzione di serie; alcune modifiche sono state effettuate per poter esercitare un certo controllo su alcuni parametri quali, ad esempio, la temperatura e la pressione all'aspirazione, la temperatura dei gas riciclati che risultano, come noto, influenzare particolarmente le prestazioni del propulsore [1].

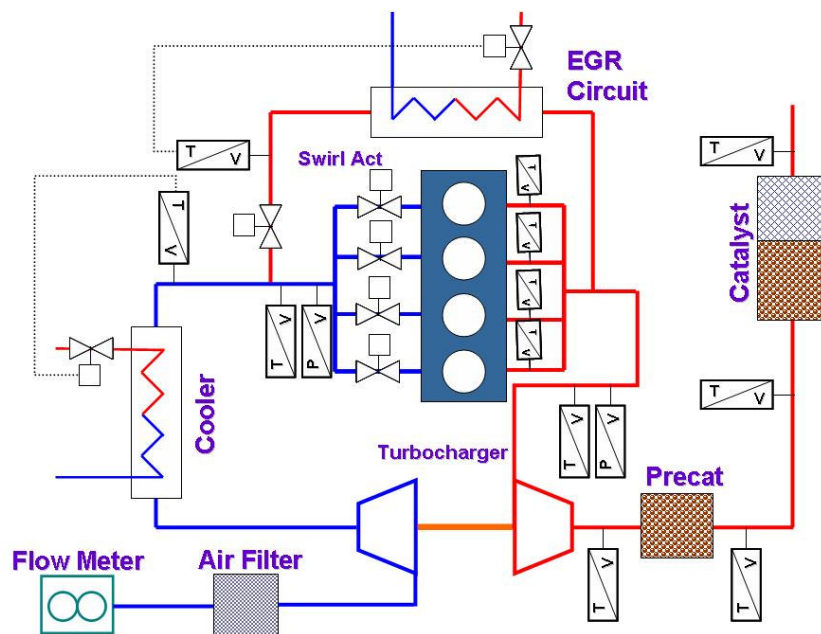


Figura 3.2.1-1: Schema del circuito di aspirazione e scarico del motore pluricilindrico

Mediante un complesso sistema di condizionamento, situato esternamente la cella di prova, in ingresso al motore viene fatta pervenire, indipendentemente dalle condizioni climatiche ambientali, aria a temperatura pari a 25°C e con un'umidità

relativa del 50%. Queste condizioni sono definite come standard per valutare il funzionamento del motore.

La portata di aria aspirata e la sua temperatura vengono misurate mediante un debimetro, in figura 3.2.1-2 ne è riportata un'immagine.



Figura 3.2.1-2: Immagine del corpo del debimetro (sinistra) e dell'elemento sensibile (destra)

La misura della portata d'aria è realizzata mediante un elemento sensibile costituito da una piastrina di pochi millimetri posta al centro del flusso d'aria. La temperatura dell'elemento sensibile, che diminuirebbe al passaggio dell'aria, viene mantenuta costante incrementando la corrente che lo attraversa; in tal modo si può correlare la portata d'aria in ingresso al motore con la corrente che attraversa la piastrina e quindi, mediante un circuito integrato, generare un segnale di tensione da inviare direttamente alla centralina elettronica di controllo.

La massa d'aria viene successivamente filtrata mediante un elemento filtrante a cartuccia derivato dalla produzione di serie.

L'aria viene in seguito elaborata dal turbocompressore. La pressione di sovralimentazione è legata alla velocità di rotazione del compressore che come è logico dipende dalle condizioni operative della turbina; in particolare quest'ultima risulta essere dotata del sistema per il controllo del posizionamento della palettatura (in terminologia tecnica anglosassone VGT – Variable Geometry Turbocharger), che permette variando l'inclinazione delle palette rispetto al flusso di gas entrante di modificare l'efficienza della turbina e di conseguenza la pressione di sovralimentazione.

Così come a bordo veicolo è necessario raffreddare l'aria in uscita dal compressore per evitare che, un suo eccessivo riscaldamento, possa, soprattutto in

condizioni di alto carico, penalizzare il riempimento del cilindro [2]. Tale funzione che sul veicolo è affidata ad uno scambiatore aria-aria dove il fluido di raffreddamento non è nient'altro che l'aria ambiente in movimento in seguito al moto del veicolo, è stata replicata installando immediatamente a valle del compressore uno scambiatore acqua-aria. Tale scambiatore, una immagine è riportata in figura 3.2.1-3, è installato su di un motore marino di stessa cilindrata e potenza; ciò ci assicura che in condizioni di pieno carico la sua efficienza sia tale da non penalizzare il riempimento del propulsore.

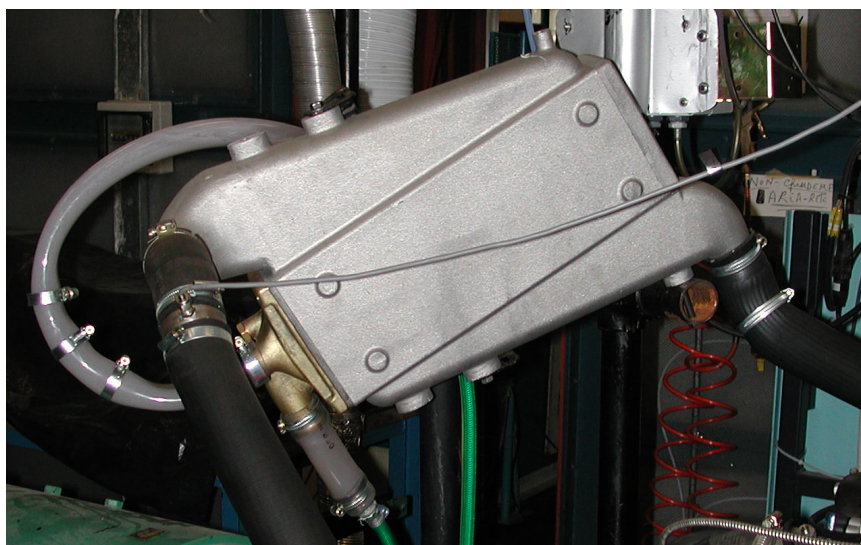


Figura 3.2.1-3: Fotografia dell'intercooler

La temperatura dell'aria in uscita allo scambiatore può essere regolata intervenendo sulla portata del liquido di raffreddamento; ciò è realizzato mediante un sistema di controllo automatico costituito da un regolatore di temperatura (Controlli modello CTX541) accoppiato con un servocomando (Controlli modello MVB55) che aziona una valvola a globo (Controlli modello VSB 2V) ed infine da un termistore PTC che misura la temperatura dell'aria in uscita dallo scambiatore. Dall'esame dello schema riportato in figura 3.2.1-1 si nota come la valvola a globo sia installata sullo scarico del circuito del liquido di raffreddamento; ciò è dovuto alla necessità di mantenere in pressione lo scambiatore evitando la formazione di sacche d'aria che ne riducano l'efficienza di scambio termico.

Il collettore di aspirazione, come detto, risulta essere caratterizzato su ciascun condotto elicoidale da una valvola parzializzatrice per il controllo dello *swirl* in camera

di combustione; sono state effettuate alcune modifiche: infatti il collettore di aspirazione è stato in più punti forato per permettere l'installazione di una termoresistenza PT100 per la misura della temperatura nel collettore e di un trasduttore (GEMS modello 220A-G-A25-01-3-U-A 0 – 2.5 barG) per la misura della pressione di sovralimentazione in aggiunta a quella prevista dalla ECU; infine una sonda per la misura delle concentrazioni di biossido di carbonio nel collettore di aspirazione e quindi, per la valutazione dell'effettivo tasso di EGR che come è noto risulta essere definito dalla seguente relazione:

$$EGR(\%) = \%CO_{2, \text{Manifold}} / \%CO_{2, \text{Exhaust}} \cdot 100$$

Dove $\%CO_{2, \text{Manifold}}$ è la concentrazione volumetrica di biossido di carbonio nel collettore e $\%CO_{2, \text{Exhaust}}$ quella nel collettore di scarico [3].

Il prelievo della miscela gassosa dal collettore di aspirazione è effettuato mediante un compressore (H&B modello CGMF1); in fase di allestimento è stato verificato che la depressione indotta dal compressore e quindi la portata prelevata fosse trascurabile rispetto a quella elaborata dal motore in modo da evitare interferenze con le reali condizioni di funzionamento del propulsore.

Il circuito EGR è completamente derivato dalla produzione di serie; esso risulta essere costituito, come è possibile osservare in figura 3.2.1-1, da uno scambiatore gas-acqua e da una valvola ad intercettazione comandata da un motorino elettrico passo-passo governato dalla centralina. Alcune modifiche rispetto alla versione commercializzata sono state effettuate: in primis lo scambiatore di calore, fornito dal Centro Ricerche Fiat, è di nuova concezione in modo da migliorarne l'efficienza di scambio termico; inoltre si è riservata la possibilità di raffreddare i gas con l'acqua del circuito di rete della cella di prova, anziché con il refrigerante motore, per poter regolare la temperatura dei gas in ingresso al collettore di aspirazione. Tale modifica, come già spiegato nel capitolo precedente, è stata necessaria per valutare l'influenza della temperatura di ricircolo sul funzionamento del propulsore soprattutto in condizioni di combustione a bassa temperatura [1]. La regolazione della temperatura avviene mediante un controllore elettronico (Controlli modello CTX542) accoppiato ad un servocomando (Controlli modello MVB55) che aziona una valvola a globo (Controlli

modello VSB 2V) posta sull'uscita del circuito di raffreddamento dello scambiatore per evitare la formazione, al suo interno, di sacche d'aria che ne diminuiscano l'efficienza.

Il circuito di scarico replica nelle sue componenti principali quello installato a bordo veicolo; esso è costituito dal collettore di scarico, dalla turbina del gruppo di sovralimentazione, dal precatalizzatore ossidante e dal catalizzatore ossidante.

Il collettore di scarico è del tipo 4 in 1 ovvero gli scarichi dei quattro cilindri convergono in un unico condotto; in ciascuno di questi è installata una sonda di tipo K per misurare le temperature dei gas di scarico immediatamente all'uscita delle corrispondenti valvole. Tale misura si rende necessaria per avere un'indicazione del corretto funzionamento di ciascun cilindro (fenomeni di mancata accensione, mal funzionamento degli iniettori) ma anche per valutare il rendimento del turbocompressore noto il salto entalpico a monte e a valle della turbina. Inoltre immediatamente a monte della turbina è stato installato un trasduttore (GEMS modello 220A-G-A60-01-3-U-A 0 – 6 barG) per valutare la contro-pressione di scarico generata dalle particolari condizioni di funzionamento del turbocompressore.

Come già detto la turbina è del tipo a geometria variabile nel senso che è possibile orientare le palette rispetto al flusso di gas di scarico entrante agendo così sull'efficienza della turbina e quindi sulla pressione di sovralimentazione. Il dispositivo di orientamento delle palette è del tipo pneumatico a depressione come si può vedere dalla seguente immagine (figura 3.2.1-4), ovvero la leva di azionamento è collegata rigidamente ad una membrana che sente la differenza tra la pressione ambiente ed una depressione generata da un depressore meccanico calettato sull'albero a camme di scarico e regolata dalla centralina elettronica.

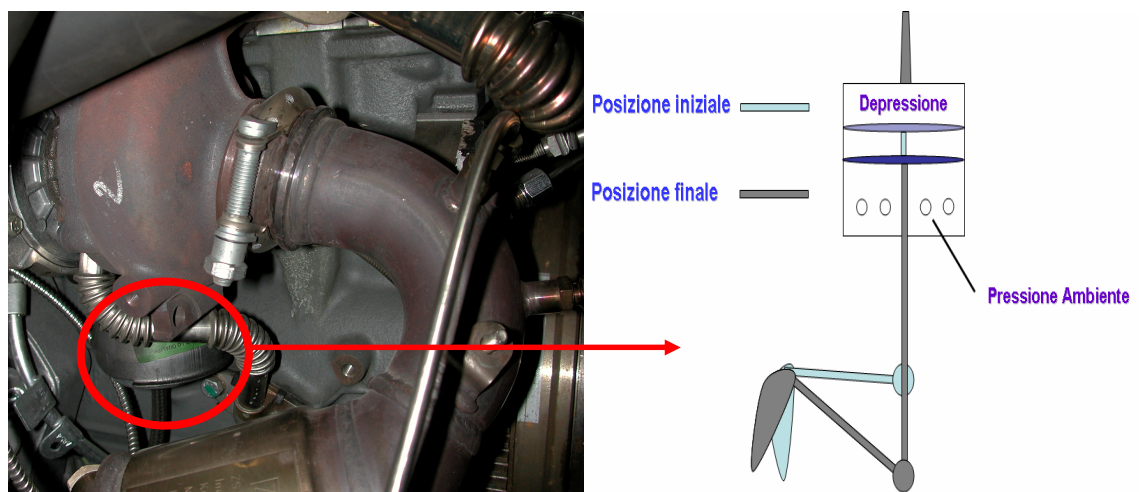


Figura 3.2.1-4: Foto del gruppo di sovralimentazione installato sul motore (sinistra) e schema di funzionamento del sistema di orientamento delle palette (destra)

Immediatamente a valle della turbina, come dallo schema in figura 3.2.1-1, sono installate una termocoppia di tipo K per misurare la temperatura dei gas di scarico e due sonde per il prelievo dei gas di scarico da inviare rispettivamente al banco d'analisi per valutare la concentrazione delle principali specie inquinanti ed ad un fumimetro.

L'installazione di una catalizzatore ossidante di dimensioni ridotte (precatalizzatore), in figura 3.2.1-5 ne è riportata una fotografia, in prossimità dello scarico è dovuta alla necessità di sfruttare le elevate temperature dei gas in prossimità dell'uscita turbina per avere una migliore efficienza di ossidazione.

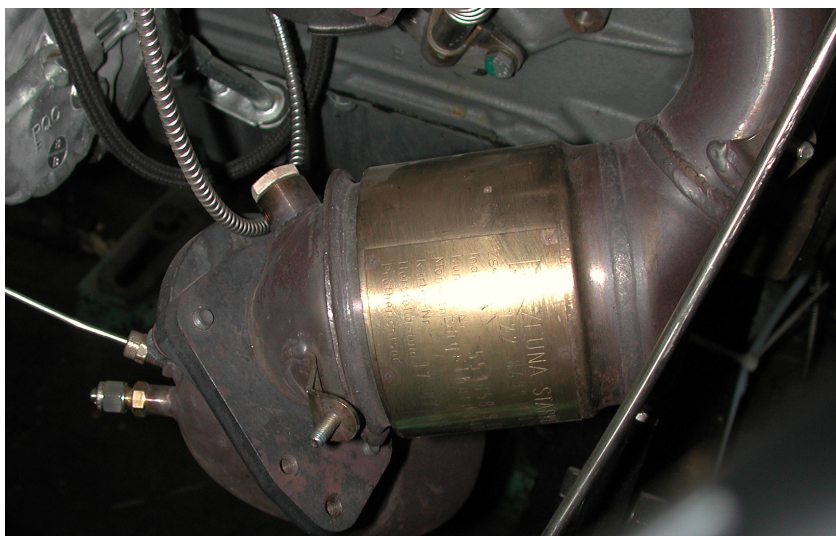


Figura 3.2.1-5: Fotografia del precatalizzatore

Per valutare l'efficienza ossidante del precatalizzatore, immediatamente a monte e a valle, sono state installate due sonde di prelievo per la misura delle concentrazioni delle specie inquinanti e del particolato.

Proseguendo lungo la linea di scarico secondo lo schema riportato in figura 3.2.1-1 è stato installato il catalizzatore ossidante principale; in figura 3.2.1-6 ne è riportata un'immagine.



Figura 3.2.1-6: Fotografia del sistema silenziatore + catalizzatore ossidante

Sono state installate immediatamente a monte e a valle del catalizzatore due termocoppie tipo J per misurare la temperatura dei gas in ingresso ed in uscita.

Inoltre a valle della marmitta ossidante sono installate tre sonde per il prelievo delle specie inquinanti: due sono utilizzate per la misura delle concentrazioni di particolato e delle specie inquinanti gassose; l'ultima, mediante l'impiego di uno AVL Smart Sampler, permette la misura della frazione solubile ed insolubile del particolato [4] (in terminologia anglosassone IOF – Insoluble Organic Fraction e SOF – Soluble Organic Fraction rispettivamente).

3.2.2 Circuito di alimentazione del combustibile

Il circuito di alimentazione del combustibile risulta essere completamente derivato dalla produzione di serie; come è noto e come si può evincere dalla figura 3.2.2-1 è costituito da un circuito di bassa pressione comprendente il serbatoio-bilancia modello AVL 733 che permette di misurare la massa di combustibile consumata nell'unità di tempo; una pompa elettrica di bassa pressione (3 – 4 barG) derivata dalla produzione di serie; un filtro con separatore di acqua, in cui è installato un sensore per la lettura in centralina della temperatura del combustibile ed uno scambiatore di calore acqua-gasolio, per raffreddare il combustibile mantenendone costante la temperatura evitando, quindi, che un suo eccessivo riscaldamento possa influenzare la misura della massa di combustibile consumata.

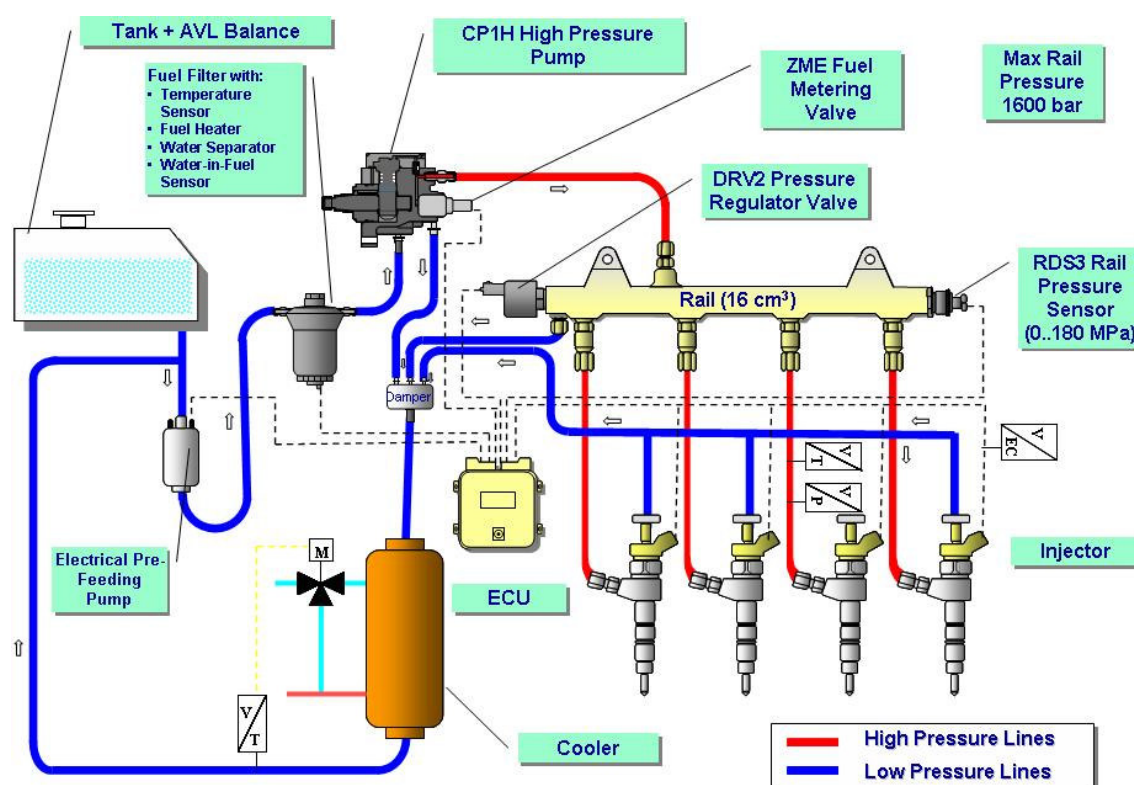


Figura 3.2.2-1: Schema del circuito di alimentazione del combustibile del pluricilindrico

La regolazione della temperatura del gasolio viene effettuata variando la portata d'acqua di raffreddamento in ingresso allo scambiatore mediante un regolatore elettronico (Controlli modello CTX541), che riceve la misura della temperatura del

gasolio a valle dello scambiatore tramite una PTC e confrontatala con quella impostata, aziona un servocomando (Controlli modello MVB55) accoppiato ad una valvola a globo (Controlli modello VSB 3V) posizionata sul circuito dell'acqua di raffreddamento.

Il circuito di alta pressione, che comprende, oltre alla pompa ed ai quattro iniettori, anche il flauto (*Rail*), permette di raggiungere pressioni di iniezione del combustibile in camera di combustione fino a 1600 bar.

L'iniettore è di terza generazione il che significa, come spiegato nel capitolo precedente (cfr. Capitolo II par. 2.6.2), miglior controllo delle quantità iniettate (fino a $0.5 \text{ mm}^3/\text{colpo}$) e riduzione dei *dwell time* occorrenti tra due iniezioni consecutive.

Inoltre per garantire una uniformità di funzionamento tra cilindro e cilindro i quattro iniettori installati risultano presentare entro certi limiti di tolleranza lo stesso flussaggio.

I polverizzatori sono di tipo Ks 1.3/1.86, 7 fori microsac (cfr. Capitolo II par. 2.6.2).

Inoltre riferendosi al circuito di riflusso, si può notare osservando sempre la figura 3.2.2-1, come per il motore monocilindrico, il combustibile elaborato dal sistema, ma non iniettato, viene inviato direttamente alla pompa di bassa pressione senza passare per il serbatoio

Sullo schema dell'impianto è possibile notare, anche in questo caso, che sulla connessione idraulica tra il rail ed un iniettore è stato installato un trasduttore piezoresistivo (Kistler modello 4067 A2000) che fornisce la misura istantanea della pressione del combustibile all'interno di tale condotto

Un misuratore di corrente fornisce istante per istante il valore della corrente di energizzazione (Energizing Current) degli iniettori.

3.2.3 Circuito di raffreddamento

Il circuito di raffreddamento è completamente derivato dalla produzione di serie ed è costituito dalla pompa che è elemento integrante della testa ed è azionata dall'albero motore mediante la cinghia di distribuzione, dalla valvola termostatica, che consente il raggiungimento della temperatura di esercizio del liquido di raffreddamento, e da uno scambiatore acqua-acqua che sostituisce il radiatore, installato a bordo vettura;

quest'ultimo permette non solo il raffreddamento del refrigerante ma, accoppiato ad un sistema di controllo realizzato mediante l'impiego di un regolatore di temperatura (Controlli modello CTX541), un servocomando (Controlli modello MVB55) che aziona una valvola a globo (Controlli modello VSB 3V), anche la regolazione delle temperature di esercizio del liquido di raffreddamento.

La misura della temperatura del refrigerante è effettuata mediante un termistore PTC posto immediatamente a valle dello scambiatore.

3.2.4 Circuito di lubrificazione

Il circuito di lubrificazione del motore non ha subito modifiche rispetto alla sua configurazione commercializzata; è stata solo installata una termoresistenza PT100 ed un trasduttore di pressione (Marelli elettronica modello SPR08 0 - 8barG) per avere un'indicazione sulle pressioni d'esercizio del lubrificante e quindi su di un'eventuale malfunzionamento del circuito.

3.3 Strumentazione della cella di prova

Il motore è accoppiato con una dinamo-freno a corrente continua (Siemens modello AVG 187 D) secondo lo schema riportato in figura 3.3-1.

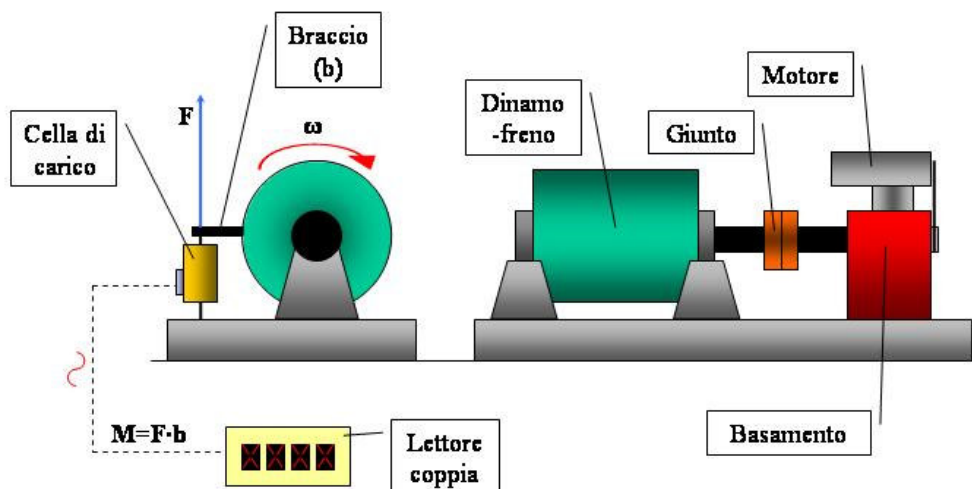


Figura 3.3-1: Schema della dinamo e della cella di carico

Mediante l'impiego di una cella di carico (H&B modello U1 100 kg massimi) si effettua la misura della coppia motrice erogata dal motore.

La combustione viene diagnosticata, in ogni cilindro, attraverso l'impiego di quattro trasduttori veloce (Kistler modello 6121A) che forniscono la misura della pressione istantanea nel cilindro. Come accennato nei precedenti paragrafi tale trasduttore trova alloggio nella sede della candele opportunamente modificata.

Il segnale prodotto da ciascun trasduttore amplificato e filtrato (filtro passabasso 3kHz) mediante centralina (Kistler Charge Amplify type 5011) è inviato ad un acquisitore di segnali veloci (AVL Indicom). La sincronizzazione angolare del segnale viene realizzata mediante l'impiego di un encoder a disco ottico con risoluzione angolare massima 0.1° (AVL modello 365C) solidale all'albero motore. L'Indicom permette una volta acquisito il segnale di pressione di elaborarlo fornendo i dati utili all'analisi del ciclo quali la pressione media indicata del ciclo, l'andamento, in funzione dell'angolo di manovella, della legge di rilascio del calore e della sua derivata.

3.3.1 Strumenti per la misura delle concentrazioni delle specie inquinanti e del particolato allo scarico del motore

Il banco di analisi CEB-2 dell'AVL misura le concentrazioni degli idrocarburi incombusti HC e CO, degli ossidi di azoto NO_x , dell'anidride carbonica e dell'ossigeno O_2 .

La misura delle concentrazioni di particolato avviene mediante l'impiego di un fumimetro (modello AVL 415S), descritto nel precedente capitolo che garantisce un'elevata risoluzione di misura (0,01 FSN) (cfr. capitolo II par. 2.7.1.6).

Inoltre la sala prova è corredata di un'ulteriore strumentazione lo Smart Sample di seguito descritta.

3.3.1.1 Lo Smart Sampler

Il tunnel di diluizione (Constant Volume Sampling, CVS), di cui è riportato uno schema in 3.3.1.1-1, è un sistema che consente di effettuare campionamenti di particolato in uscita dai motori diesel.

In tale sistema i gas di scarico, convogliati all'interno del tunnel, vengono diluiti con aria, precedentemente ripulita attraverso una serie di filtri. Talvolta è usato anche un tunnel di diluizione secondario. Dopo la fase di diluizione, avviene quella di campionamento, su un filtro.

La portata complessiva G_{CVS} che passa attraverso il tunnel, è mantenuta costante da una pompa volumetrica, posta a valle dell'intero sistema, mentre la portata dei gas di scarico G_{exh} , anch'essa costante durante la prova, è variabile con il tasso di EGR.

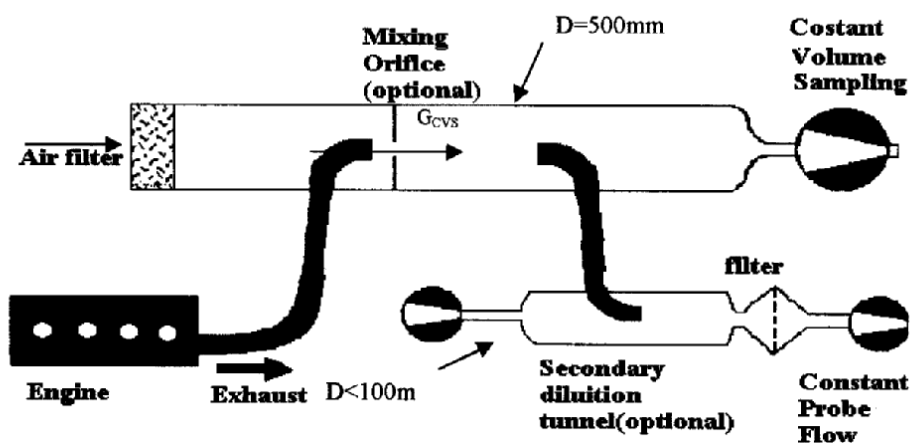


Figura 3.3.1.1-1: Schema del tunnel di diluizione (CVS).

Sul filtro posto a valle del tunnel passa, quindi, una portata costante, la G_{SAM} . Alla fine della prova su di esso si sarà depositata una massa di gas pari a:

$$M_{SAM} = \int_0^{t_{SAM}} G_{SAM} dt$$

in cui t_{SAM} è il tempo di campionamento.

La misura della fuliggine è data dalla differenza in peso del filtro prima e dopo la prova. Solo in un secondo momento si effettua l'estrazione vera e propria del particolato depositato sul filtro, al fine di conoscerne la sua natura, ovvero la frazione inorganica (IOF) e quella organica (SOF).

Indicando con P_f la suddetta differenza in peso, espressa in mg , dalla seguente espressione si ottiene il valore dell'emissione di particolato E_m , in g / kWh :

$$E_m = \frac{P_f}{M_{SAM}} G_{CVS} \frac{1}{P_w} \quad (a)$$

Dove:

- P_w è la potenza del motore espressa in kW ;
- M_{SAM} e G_{SAM} sono espressi rispettivamente in g ed in kg / h .

A fronte del vantaggio di simulare la reale diluizione dei gas di scarico nell'atmosfera, il tunnel di diluizione appena descritto presenta alcuni problemi. Primo fra tutti l'ingombro, poiché ha un diametro di circa 50 cm ed una lunghezza pari a dieci volte il diametro; inoltre non è da sottovalutare l'onere dovuto al suo elevato costo.

Per ovviare a tali inconvenienti, si è pensato di effettuare le misure di particolato attraverso un sistema di più contenute dimensioni: il mini-tunnel di diluizione, Smart Sampler PC, SPC 472 dell'AVL. Quest'apparecchiatura, infatti, ha le dimensioni del tunnel secondario del CVS e quindi un diametro di circa 4 cm ed una lunghezza di 63 cm . Con il mini-tunnel, rappresentato schematicamente in figura 3.3.1.1-2, viene prelevata solo una frazione nota di gas di scarico.

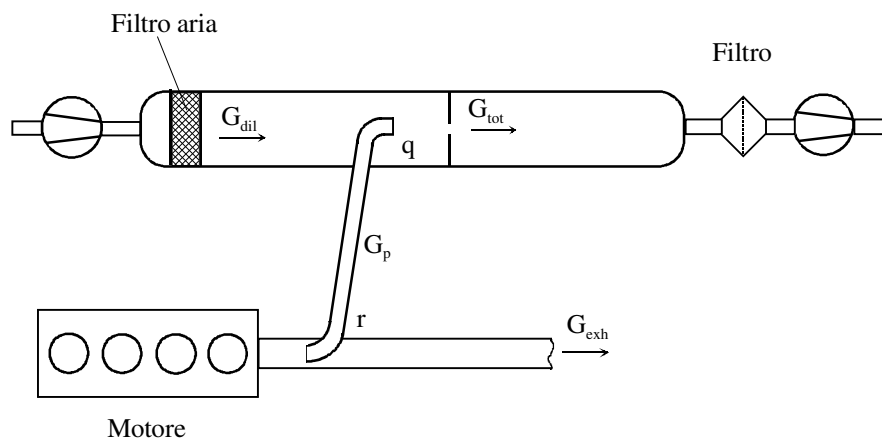


Figura 3.3.1.1-2: Schema del mini-tunnel di diluizione.

Il suo principio di funzionamento è più o meno lo stesso del CVS, con qualche difficoltà in più a causa delle forti variabilità delle perdite di carico dovute al riempimento del filtro. Inoltre, poiché le masse e le superfici in gioco con il mini-tunnel, sono molto diverse dal caso del CVS, si deve affrontare il problema di mantenere costanti le temperature del tubo dei gas di scarico e del tunnel, condizione indispensabile per la costanza della densità dei gas e, quindi, per il conseguimento di una misura corretta. Il mini-tunnel è gestito da un'unità d'alimentazione aria, a controllo elettronico in cui un sofisticato sistema di regolazione dell'aria permette il preciso controllo dei parametri caratteristici di funzionamento quali:

- la portata totale G_{tot} che passa attraverso il tunnel. Essa è mantenuta costante attraverso una pompa volumetrica;
- la portata totale dei gas di scarico G_{exh} , variabile con il tasso di E.G.R.;
- la frazione dei gas di scarico che attraversa il tunnel G_p , controllata dallo Smart Sampler;
- la portata d'aria di diluizione G_{dil} che, insieme alla G_p , forma la G_{tot} (vedi schema di figura 3.3.1.1-2);
- il rapporto q , definito come:

$$q = \frac{G_{tot}}{G_p} \quad (b)$$

- il rapporto r (espresso in %) definito come:

$$r = \frac{G_{exh}}{G_p} \quad (c)$$

Via software vengono impostati i valori dei parametri costanti durante la prova: G_{tot} , G_{exh} e q . In tal modo, tramite le relazioni (b) e (c), risultano fissati tutti gli altri parametri.

La portata, opportunamente diluita, è diretta su un filtro di campionamento, su cui, alla fine della prova, sarà depositata una massa di gas pari a:

$$M_p = \int_0^{t_{SAM}} G_p dt$$

Tale integrale viene risolto dall'elaboratore, istante per istante, durante il campionamento.

Anche in questo caso è possibile esprimere l'emissione di particolato allo scarico (in g / kWh) come:

$$E_m = \frac{P_f}{M_p} G_{TOT} \frac{1}{P_w}$$

con il significato dei simboli già esposto per la (a).

In figura 3.3.1.1-1 è presente uno schema complessivo del mini-tunnel Smart, utilizzato durante la sperimentazione.

La pompa (indicata nello schema sopra citato con P1) ha una portata di 3.0 g/s, data dalla somma della G_{tot} e della portata di regolazione (*shop air*). Durante la prova, come anticipato, si ha un notevole incremento delle perdite di carico a causa del progressivo intasamento del filtro. La misura della portata totale e delle perdite di carico, è effettuata attraverso il *mass flow meter* (MFM) che a sua volta comanda la valvola *mass flow valve* (MFV). È proprio tale valvola che ripartisce la portata di regolazione; infatti, con l'aumento delle perdite di carico, essa inizia a chiudersi, diminuendo la *shop air* ed aumentando la portata G_{tot} che va verso il tunnel. Tale regolazione funziona fino a certi valori delle perdite di carico, raggiunti i quali, si inizia a notare una progressiva diminuzione della portata G_{tot} .

Altro elemento fondamentale per il controllo del sistema, è il *mass flow controller* (MFC), il cui compito è quello di adeguare il rapporto di diluizione q alle variazioni di portata, agendo sulla G_{dil} .

La frazione dei gas di scarico, G_p , influenza direttamente il campionamento e pertanto è importante averne una misura precisa. Essa viene ricavata per differenza tra la G_{tot} e la G_{dil} e quindi la sua precisione è direttamente legata all'MFM ed all'MFC. Per garantire un buon funzionamento di questi ultimi due strumenti, essi devono essere tenuti in un ambiente a temperatura controllata e pertanto sono posti all'interno di un piccolo forno (tenuto a 45°C). Sempre allo scopo di fornire una elevata precisione, le G_{tot} e G_{dil} , prima di entrare nei misuratori, attraversano degli scambiatori di calore.

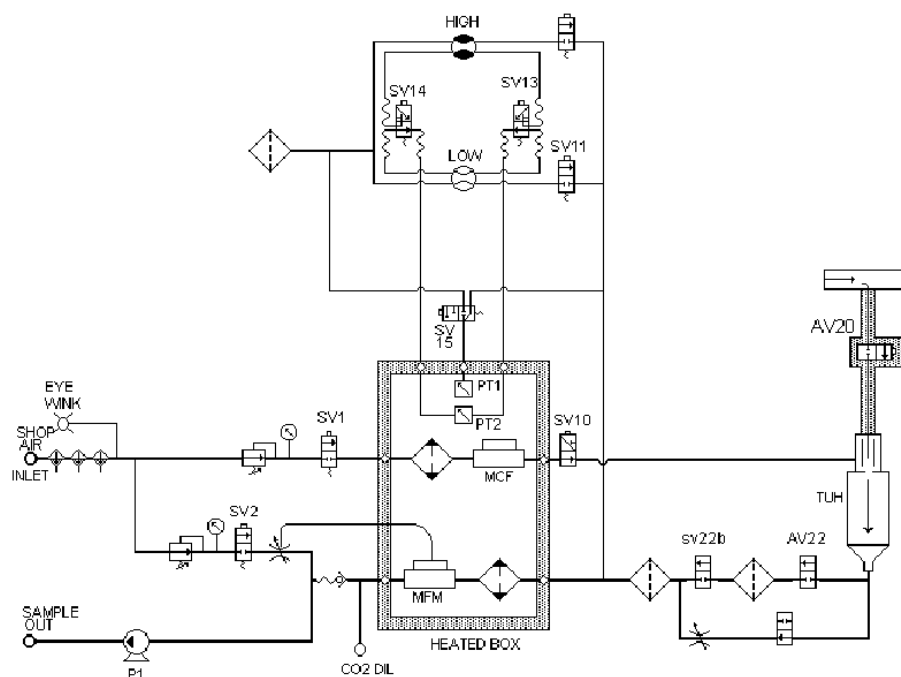


Figura 3.3.1.1-3: Schema complessivo del mini-tunnel di diluizione Smart Sampler, AVL.

La costanza delle temperature del tubo di scarico e del tunnel (160°C e 52°C , rispettivamente) sono garantite da fasce riscaldanti, automaticamente azionate o spente a seconda del valore di temperatura letto da due termocoppie opportunamente disposte. Infine l'MFM è calibrato impiegando due *laminar flow element* (indicati con HIGH e LOW nello schema di figura 3.3.1.1-3) che garantiscono l'attraversamento dello strumento con flussi d'aria laminari per alte e basse portate.

Bibliografia

- [1] "Effect of EGR on Heat Release in Diesel Combustion" – N Ladommatos, S. M. Abdelhalim, H. Zhao, Z. Hu – SAE Paper no. 980184, 1998
- [2] "*Principi di macchine a fluido*" – R. Della Volpe – Liguori Editore, 1999
- [3] "*Il motore diesel per la trazione stradale*" – C. Bertoli, M. Migliaccio – Rocco Curto Editore, 1989
- [4] "A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging" – J. Dec – SAE Paper 970873, 1997

CAPITOLO IV

*Avviamento e caratterizzazione del
sistema di combustione del
monocilindrico*

La sperimentazione sul monocilindrico ha richiesto una fase preliminare che rendesse valide le ipotesi effettuate in fase di progetto; in particolare è stata svolta una serie di test preliminari atti a verificare la dinamica del motore in tutti regimi di rotazione ammessi e l'affidabilità dell'intero sistema sotto le prestabilite condizioni di carico. Ulteriori prove sperimentali sono state poi condotte per valutare l'efficienza termodinamica del sistema di combustione; esse risultano utili perché rappresentano il primo termine di paragone nel valutare l'efficienza del motore al variare dei parametri geometrici ed in particolare del rapporto di compressione.

Inoltre la fase preliminare ha avuto come scopo la verifica del corretto funzionamento di tutti i sistemi ausiliari accoppiati al motore nonché la taratura della complessa strumentazione che correda il motore.

Inoltre in questo capitolo verranno discussi i primi risultati relativi alla sperimentazione effettuata sulle combustioni a bassa temperatura; in particolare verranno descritti i vantaggi che si sono osservati nell'applicazione di queste nuove tecniche ed alcune delle problematiche emerse.

Per valutare l'influenza dei nuovi sistemi di combustione è stato però necessario effettuare, in una fase preliminare, una serie di test, in determinate condizioni di giri e carico, in condizioni di combustione convenzionale. Tale fase si è resa obbligatoria soprattutto per individuare le prestazioni del monocilindrico in termini termodinamici e di emissioni inquinanti allo scarico in punti della mappa giri-carico che possono considerarsi rappresentativi delle prestazioni del motore nel ciclo di omologazione ECE UDC+EUDC.

In particolare durante questa fase di sperimentazione tre punti prova caratteristici sono stati esaminati: 1500 giri/min come velocità di rotazione del motore e 2 bar di pressione media effettiva (p.m.e.); 2000 giri/min e 5 bar p.m.e.; 2500 giri/min e 8 bar p.m.e..

In ciascuna condizione è stato fatto variare il tasso di EGR per valutare l'influenza che questo parametro ha sulla termodinamica del motore e sulle

emissioni allo scarico. Tale scelta è da imputare al fatto che, sia nella combustione convenzionale sia nelle combustioni alternative, la diluizione della miscela con gas esausti ricircolati è un fattore predominante sulla formazione di ossidi di azoto e particolato allo scarico [1].

Infine sono state effettuate prove in combustione a bassa temperatura: in particolare sono stati testati i punti corrispondenti a 1500 giri/min come regime di rotazione e 2 e 4 bar di p.m.e.. Come fatto per le combustioni convenzionali, anche per quelle alternative, è stato variato il tasso di EGR per valutarne l'influenza; inoltre è stato variato l'anticipo dell'unica iniezione effettuata durante il ciclo in modo che il baricentro di combustione giacesse nell'intervallo $14^{\circ} - 19^{\circ}$ ATDC, che rappresenta una condizione di ottimo per l'efficienza termodinamica del motore.

4.1 Prove senza combustione

Nella prima fase di lavoro sono state effettuate prove con motore trascinato dalla dinamo a diversi regimi di rotazione per valutare l'eventuale esistenza e intensità di fenomeni vibratorii dovuti alla dinamica del manovellismo; in particolare tutto il campo di funzionamento è stato esplorato partendo dal regime minimo (1000 giri/min) fino alla velocità di rotazione massima (4000 giri/min). Tali prove hanno permesso di verificare sperimentalmente la trascurabilità delle vibrazioni residue alla fase di bilanciamento indotte dalla dinamica del manovellismo (cfr. capitolo II par. 2.5).

Inoltre ulteriori prove si sono rese necessarie per verificare l'accoppiamento tra canna cilindro e pistone. In tal senso l'acquisizione del ciclo di pressione del motore in condizioni di trascinato, a diversi regimi di rotazione, permette di valutare fenomeni come la compressione del motore stesso ed il raggiungimento di un prefissato regime termico, fondamentali per un'affidabile e robusta sperimentazione delle prestazioni del motore. Di conseguenza, durante la fase di "start up" del monocilindrico sono state acquisite, in condizioni che possono essere definite "standard", i cicli di pressione del motore trascinato a diverse velocità di rotazione. In tabella 4.1-1 sono riportati, per il regime di rotazione di 1500 giri/min, i valori prefissati dei principali parametri di

funzionamento nelle condizioni operative considerate “standard”, mentre in figura 4.1-1 è riportato l’andamento della pressione all’interno del cilindro per la medesima prova.

Vol Aria Asp [l/min]	305
P boost abs [mbar]	1025
T Collettore Asp [°C]	50
T H2O motore [°]	70
P Polmone scarico [barG]	0.2
T olio ingresso motore [°C]	60

Tabella 4.1-1: Condizioni standard per le prove in trascinamento alla velocità di rotazione di 1500 giri/min

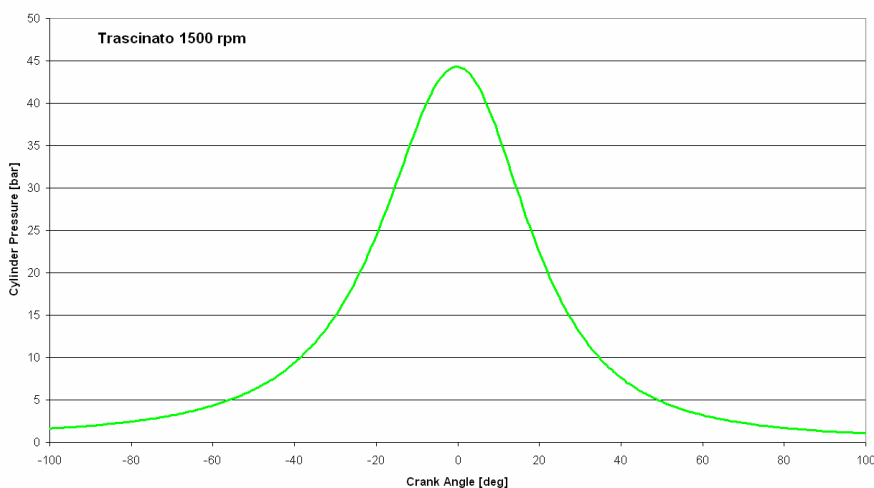


Figura 4.1-1: Ciclo di pressione acquisito durante una prova in trascinamento alla velocità di rotazione di 1500 giri/min; le condizioni di prova sono espresse in tabella 4.1-1

L’acquisizione dei cicli di riferimento in trascinamento rappresenta, inoltre, un valido strumento per valutare, da una parte, l’usura del sistema (tenuta delle fasce elastiche, sedi valvole, ecc.) e per verificare, dall’altra, il corretto funzionamento del trasduttore di pressione in camera, che rappresenta, date le condizioni ostili di esercizio, l’elemento più delicato di tutta la strumentazione che correda il motore.

4.2 Prove di affidabilità del propulsore

Le prime prove di combustione sono state effettuate secondo ben precise condizioni di giri e carico secondo la seguente tabella 4.2-1 che rappresenta il ciclo di rodaggio del propulsore.

Come noto essa è necessaria per ottimizzare gli accoppiamenti delle parti mobili del motore e per migliorare le caratteristiche meccaniche degli organi costituenti il manovellismo.

CICLO DI RODAGGIO

Passo	Regime motore	Tempi progressivi		Tempi parziali	Coppia
n.	giri/min	h	min	minuti	Nm
1	minimo	0	5	5	0
2	1000	0	50	45	8
3	1250	1	45	56	23
4	1500	2	40	56	46
5	1750	3	35	56	75
6	2000	4	30	56	105
7	2250	5	30	56	127
8	2500	6	25	56	146
9	2750	7	20	56	165
10	3000	8	20	56	178
11	3250	9	15	56	190
12	3500	10	10	56	200
13	3750	11	5	56	209
14	4000	12	0	56	207
15	minimo	12	3	3	0

Tabella 4.2-1 Tabella di rodaggio

Inoltre dei test sono stati effettuati per verificare la resistenza del motore nelle condizioni di massima sollecitazione prevista in fase di progetto.

Come già discusso nel capitolo dedicato alla descrizione delle caratteristiche costruttive del monocilindrico (cfr. Capitolo II par. 2.3.3), l'albero motore è stato dimensionato per resistere a 200 bar di pressione di combustione al regime di rotazione di 4000 giri/min. Tali valori limite sono stati fissati tenendo conto delle sollecitazioni massime (160 bar a 4000 giri/min) che caratterizzano il motore pluricilindrico di riferimento e considerando eventuali ed improvvise condizioni di sovraccarico.

Le prove di verifica strutturale dell'albero sono state quindi effettuate fissando la velocità di rotazione pari a 4000 giri/min e incrementando gradualmente la pressione di combustione, fino al valore di 160 bar, mediante il progressivo anticipo dell'iniezione principale senza, però, modificarne la quantità iniettata.

In figura 4.2-1 sono riportati gli andamenti delle curve di pressione e le correnti di energizzazione dell'iniettore per le prove effettuate.

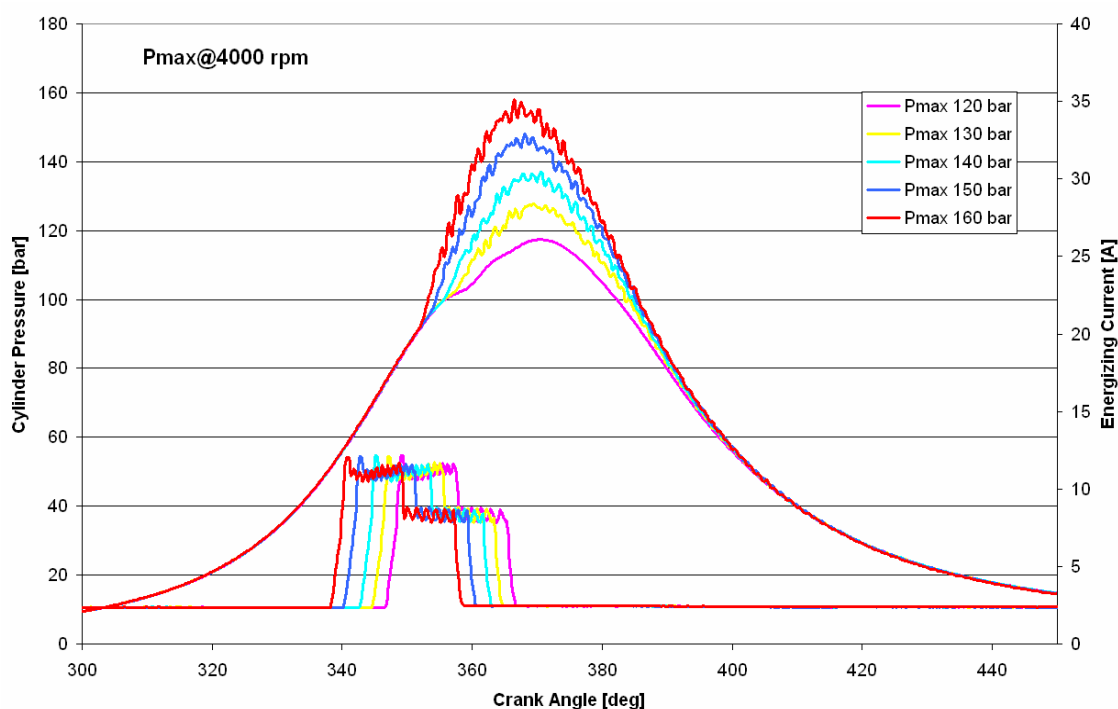


Figura 4.2-1: Diagramma della pressione indicata e diagramma della corrente di energizzazione dell'iniettore acquisiti per le prove di affidabilità.

La quantità di combustibile iniettata è quella tipica nelle condizioni di potenza massima ovvero tale da garantire che il baricentro di combustione si trovi nell'intervallo compreso tra 14 ed i 19 gradi dopo il PMS (condizioni di miglior rendimento della combustione) e una fumosità allo scarico inferiore a 3 FSN (in terminologia anglosassone Filter Smoke Number).

4.3 Prove di saturazione

Con il termine saturazione si identificano quelle prove il cui scopo è stabilire, a vari regimi di rotazione, quale sia la quantità massima di combustibile iniettato che corrisponde ad una combustione completa.

Le prove di saturazione, quindi, hanno l'obiettivo di verificare l'efficienza termodinamica del motore, e costituiscono un ottimo strumento per valutare l'influenza

che alcuni parametri geometrici (forma della camera di combustione, rapporto di compressione, ecc.) hanno sul suo rendimento.

Preliminarmente le prove di saturazione sono state effettuate a due regimi di rotazione: 1500 giri/min e 4000 giri/min; il primo caratteristico di condizioni tipiche della mappa motore giri-carico per la determinazione delle emissioni inquinanti; il secondo, invece, rappresentativo delle condizioni di potenza massima.

I valori da attribuire ai parametri motoristici del monocilindrico (pressione e temperatura di iniezione, strategie di iniezione, ecc) sono stati individuati, in accordo con il Centro Ricerche FIAT, in virtù dei futuri obiettivi di coppia e potenza erogate.

Nelle tabelle seguenti sono riportati i dati relativi alle condizioni di funzionamento del motore (4.3-1) ed alla strategia di iniezione (4.3-2).

Numero prova	Speed [rpm]	Pboost [mbarA]	Exhaust Pressure [barG]	Intake manifold Temp [°C]	Oil temp [°C]	T H ₂ O [°C]	Air Flow [kg/h]
1	4000	2350	1.82	50.0	76.4	85.9	117.04
2	4000	2350	1.82	50.0	76.8	86.7	116.15
3	4000	2350	1.82	50.0	78.2	89.9	116.09
4	4000	2350	1.83	50.0	80.6	93.3	114.97
5	1500	1820	1.17	49.0	65.0	74.2	36.33
6	1500	1820	1.17	49.0	63.7	79.9	35.65
7	1500	1820	1.17	49.0	64.2	83.3	35.60
8	1500	1820	1.17	49.0	65.5	83.9	34.89
9	1500	1820	1.17	49.0	64.6	77.6	35.27

Tabella 4.3-1: Condizioni di funzionamento del motore

Numero prova	Q pil [% di Q _{tot}]	SOI pil [°BTDC]	Q pre [% di Q _{tot}]	SOI pre [°BTDC]	Q main [% di Q _{tot}]	SOI main [°BTDC]	P Rail [% di P _{max}]
1	0.00	/	0.00	/	100	16.0	100
2	0.00	/	0.00	/	100	16.0	100
3	0.00	/	0.00	/	100	16.0	100
4	0.00	/	0.00	/	100	16.0	100
5	9.6	42.0	1.6	17.5	88.8	1.0	65.6
6	9.2	42.0	1.5	17.5	89.3	1.0	65.6
7	8.7	42.0	1.4	17.5	89.9	1.0	65.6
8	8.0	42.0	1.3	17.5	90.7	1.0	65.6
9	7.5	42.0	1.2	17.5	91.3	1.0	65.6

Tabella 4.3-2: Parametri di iniezione

Nella tabella 4.3-1 sono riportati, per ciascuna prova effettuata, oltre al regime di rotazione (Speed) i valori di pressione di sovralimentazione (Pboost) e temperatura (Intake Manifold Temp) nel collettore di aspirazione del motore, il valore della contro-pressione allo scarico (Exhaust Pressure), i valori delle temperature dell'olio (Oil Temp) e dell'acqua di raffreddamento (T_{H_2O}) nonché la portata d'aria aspirata dal motore (Air Flow).

Nella tabella 4.3-2 sono invece riportati i parametri d'iniezione, in particolare la pressione d'iniezione (P Rail) e, per ciascuna iniezione effettuata, la quantità iniettata (Q), l'inizio (in terminologia anglosassone SOI – Start Of Injection) e la durata (in terminologia anglosassone ET – Energizing Time) del segnale elettrico di comando dell'iniettore; alcuni dati sono stati indicati in percentuale sul valore massimo corrispondente per ragioni di riservatezza delle informazioni.

Le tabelle chiariscono immediatamente che la strategia di iniezione sarà del tipo “pilot-pre-main”, per le prove effettuate al regime di 1500 giri/min, e del tipo “solo main”, per le prove effettuate al regime di 4000 giri/min, e che, per ciascun regime di rotazione, l'unico parametro modificato è stato la quantità di combustibile iniettata con l'iniezione principale (Q main).

Le prove di saturazione al regime di 1500giri/min, come già anticipato, vengono effettuate per valutare la massima introduzione di combustibile che assicuri una combustione completa.

Nella figura 4.3-1 sono comparati, al variare della quantità iniettata, i diagrammi di pressione in camera di combustione, gli andamenti della corrente di energizzazione dell'iniettore ed il diagramma di velocità del rilascio del calore (in terminologia anglosassone R.O.H.R. – Rate Of Heat Release) al variare della quantità di combustibile introdotta a 1500giri/min.

Confrontando i diagrammi relativi alla corrente di energizzazione dell'iniettore ed alla velocità di rilascio del calore, possono essere svolte le prime interessanti considerazioni.

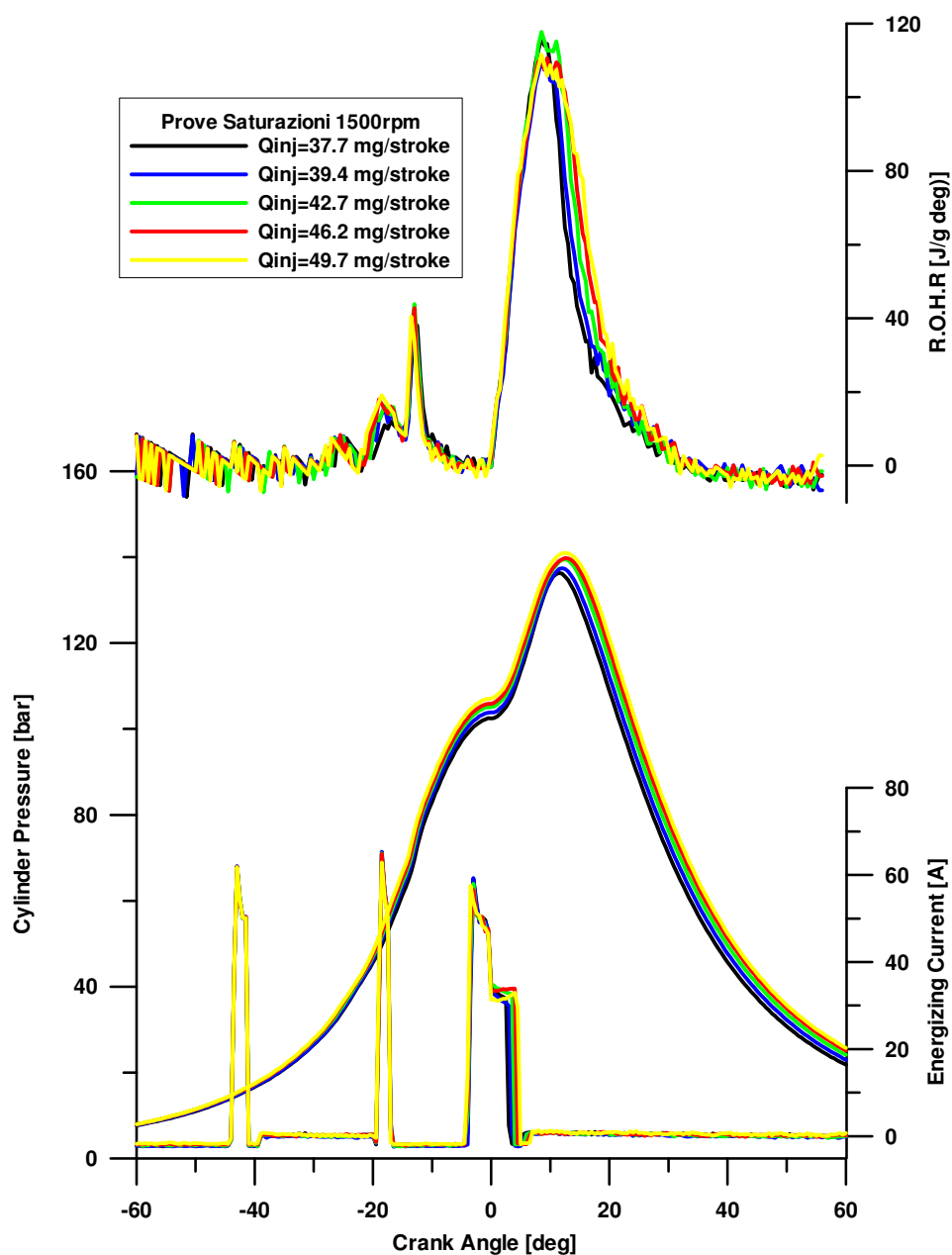


Figura 4.3-1: Diagramma della pressione indicata, della corrente di eccitazione dell'iniettore e della velocità di rilascio del calore per le prove di saturazione al regime di rotazione di 1500 giri/min al variare della quantità iniettata

La scelta di una strategia di iniezione multipla con due iniezioni precedenti l'iniezione principale, è dovuta alla necessità di abbattere il rumore di combustione dell'iniezione "main". Infatti, come noto [2] [3] [4], la presenza di radicali attivi e valori elevati di pressione e temperatura dovuti alle combustioni delle iniezioni pilota ("pilot" e "pre") favorisce la riduzione del tempo di ritardo all'accensione dell'iniezione

principale con conseguente riduzione della fase premiscelata e quindi del rumore di combustione.

Il primo picco sulla curva del ROHR individua la combustione della “pilot”; è evidente il cospicuo ritardo all'accensione che la caratterizza dovuto ai bassi valori di pressione e temperatura che il combustibile trova nel cilindro al momento dell'iniezione.

La combustione della “pre” è identificabile col secondo picco sulla curva della velocità di rilascio del calore; tale accensione avviene più rapidamente poiché le condizioni di pressione e temperatura nel cilindro sono state innalzate dalla avvenuta combustione dell'iniezione pilota e dallo svolgimento della corsa di compressione.

Entrambe tali combustioni generano radicali attivi ed, allo stesso tempo, innalzano la temperatura della carica riducendo notevolmente il ritardo all'accensione per l'iniezione principale (il tempo indicato dal grafico è, in realtà, ancora più ridotto se si considera che tra l'istante in cui viene energizzato l'iniettore e l'inizio idraulico dell'iniezione trascorrono circa 300ms).

La combustione della “main” è quasi totalmente diffusiva; ciò perché nell'istante in cui il combustibile viene iniettato le temperature in camera sono così elevate a causa delle due combustioni precedenti, che la *crackizzazione* delle gocce di combustibile determina un rallentamento delle velocità di reazione di combustione tipico della fase diffusiva [2] [5].

L'aumento della quantità iniettata comporta, come si evince dall'analisi del ROHR, un incremento dell'angolo di combustione relativo all'iniezione principale; ciò si traduce, osservando il ciclo di pressione, in un avanzamento del picco di pressione massima verso la fase di espansione e ad un aumento della pressione e della temperatura dei gas combusti all'interno del cilindro durante la corsa di espansione.

Di conseguenza, all'aumentare della quantità iniettata, si riscontra un incremento delle temperature di esercizio; questo comporta, analizzando ancora il ROHR, un anticipo della combustione pilota dovuto ad un preventivo instaurarsi delle condizioni necessarie per l'autoaccensione e una migliore efficienza di combustione; tutto ciò si traduce in un aumento della pressione durante la fase finale della corsa di compressione con conseguente incremento della pressione massima di combustione [2] [4].

Nessun cambiamento si nota invece sull'istante di accensione delle altre due iniezioni ("pre", "main"); evidentemente le condizioni di temperatura della carica all'interno del cilindro sono già elevate che minime variazioni dovute all'aumento della quantità iniettata influenzano in maniera impercettibile l'autoaccensione della iniezione "pre" e di quella principale.

Infine si nota che l'angolo di combustione della "pre" rimane pressoché invariato; ciò implica che già nelle condizioni di regime termico più basse, data la modesta quantità iniettata corrispondente, la combustione della corrispondente quantità iniettata può ritenersi completa.

Nella tabella seguente sono riportati alcuni dei principali parametri motoristici per le prove effettuate a 1500 giri/min:

Numero prova	Speed [rpm]	p.m.i. [bar]	p.m.e. [bar]	Torque [Nm]	Power [kW]	Fuel delivery [g/30s]	BSFC [g/kWh]	Engine efficiency (η)
5	1500	14.74	10.77	40.71	6.39	14.28	267.96	0.32
6	1500	15.64	11.73	44.34	6.97	15.00	258.43	0.33
7	1500	16.54	12.46	47.09	7.40	16.49	267.50	0.32
8	1500	17.45	13.34	50.42	7.92	18.54	280.89	0.31
9	1500	17.98	13.76	51.99	8.17	19.92	292.69	0.29

Tabella 4.3-3: Valori di pressione media indicata (p.m.i.), coppia, potenza, consumo di combustibile, consumo specifico (BSFC) ed efficienza misurati per le prove di saturazione al regime di rotazione 1500 giri/min

Il BSFC definito come il consumo orario di combustibile necessario per erogare una potenza unitaria, rappresenta, in termini energetici, il termine di paragone tra le diverse prove effettuate; esso permette, di calcolare il valore del rendimento termodinamico (η) del motore nelle condizioni di prova fissate.

Nelle figure successive riportiamo i confronti degli andamenti del BSFC, della coppia e delle emissioni, misurate in grammi per chilogrammi di combustibile iniettato, per le prove effettuate al regime di rotazione di 1500 giri/min.

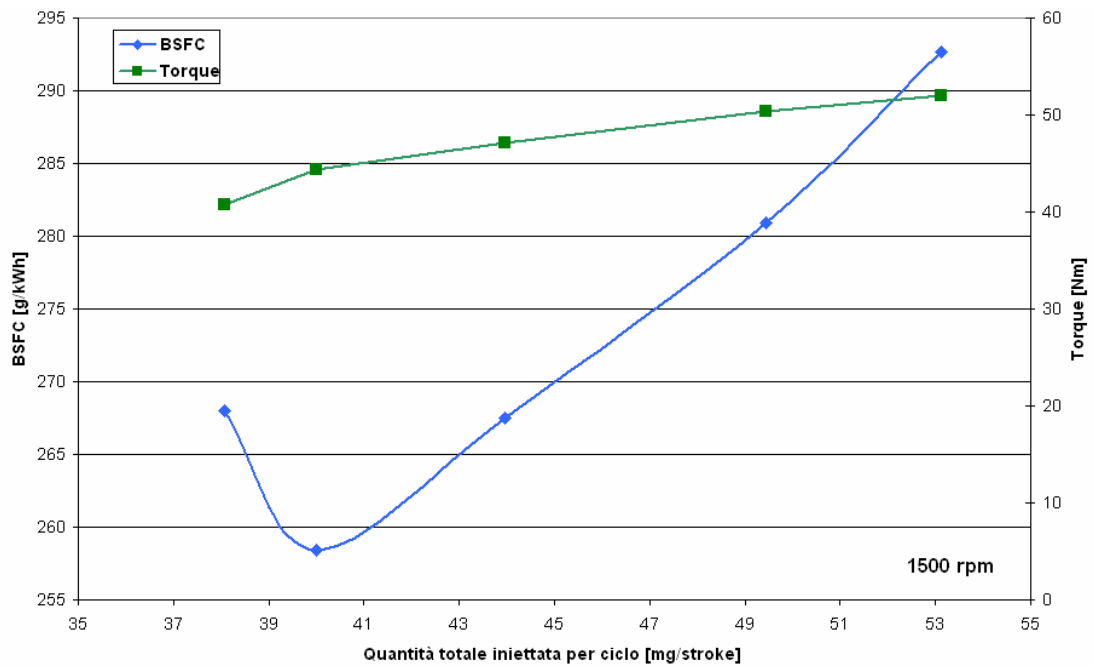


Figura 4.3-2: Confronto tra BSFC e Coppia (Torque) al variare della quantità totale di combustibile iniettato per ciclo per le prove di saturazione effettuate al regime di rotazione di 1500 giri/min

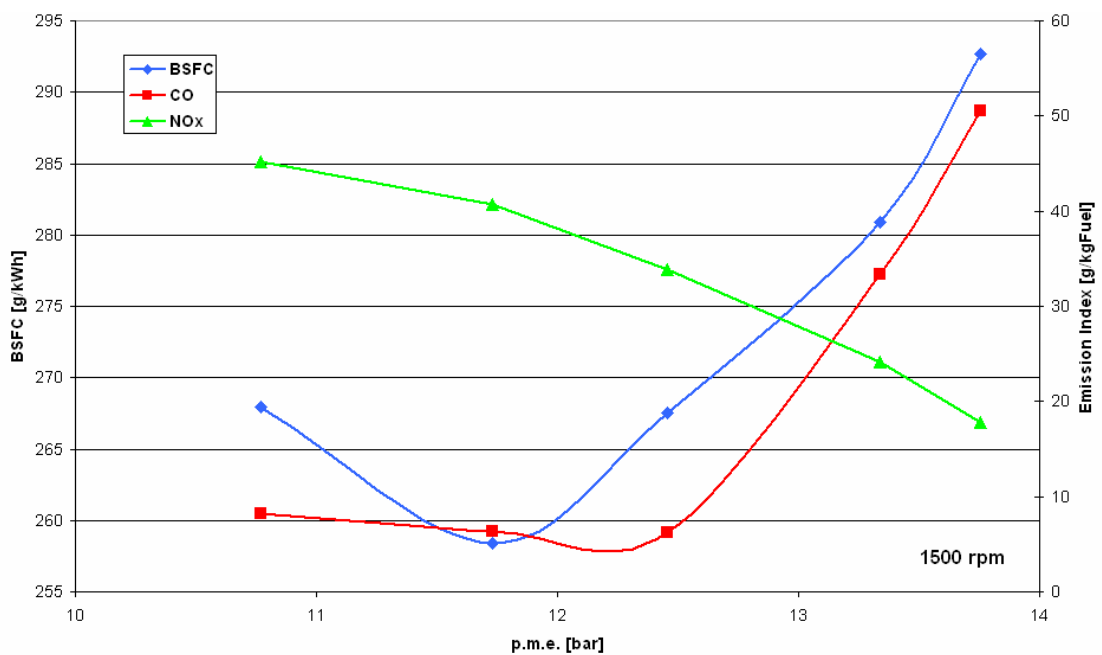


Figura 4.3-3: Andamenti delle emissioni di CO ed NO_x al variare della p.m.e. confrontato con l'andamento del BSFC per le prove di saturazione effettuate al regime di rotazione di 1500 giri/min

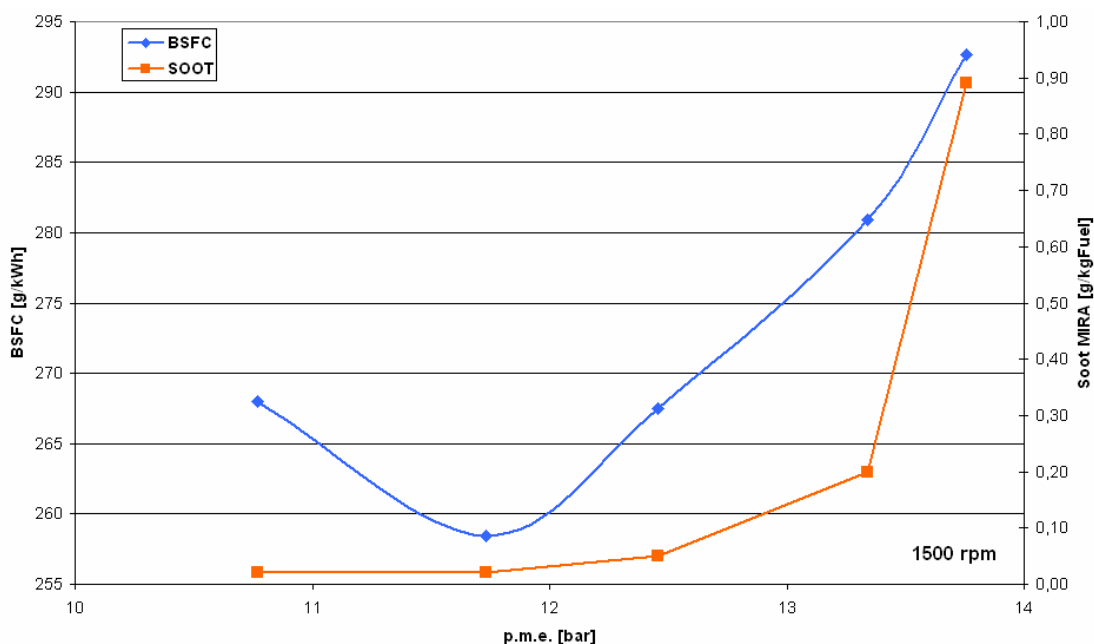


Figura 4.3-4: Confronto tra le emissioni di fumo, misurate in g per kg di combustibile consumato, per le prove di saturazione effettuate al regime di rotazione di 1500 giri/min

In tutti e tre i diagrammi è possibile riscontrare che la curva del consumo specifico (BSFC) presenta un minimo sia al variare della quantità totale iniettata per ciclo sia al variare della p.m.e.; tale punto di minimo è rappresentativo dello stato di rendimento massimo nelle condizioni di funzionamento in cui la prova è stata effettuata.

L'andamento della coppia, come si nota dalla figura 4.3-2, è ovviamente crescente all'aumentare della quantità iniettata.

In figura 4.3-3 si nota che la quantità di ossido di carbonio prodotta allo scarico al variare della p.m.e., ha un andamento quasi identico a quello del BSFC; proprio l'aumentare di tale emissione, indice di una combustione più o meno completa, è sintomo del superamento delle condizioni di ottimo nel rendimento di combustione.

L'andamento decrescente dell' NO_x è imputabile, alla presenza di sempre meno ossigeno libero per l'ossidazione dell'azoto in conseguenza delle quantità maggiori di combustibile introdotto.

Anche il particolato, come si nota dalla figura 4.3-4, è un indice dell'efficienza della combustione in quanto, allontanandosi dalle condizioni di migliore rendimento di combustione, sono misurati valori sempre crescenti delle emissioni di fuliggine allo

scarico, dovuti ad una crescente carenza di ossigeno disponibile per la sua ossidazione in camera di combustione [2].

Le prove effettuate a 4000 giri/min non hanno avuto come obiettivo la ricerca del miglior rendimento di combustione, bensì sono state effettuate per determinare la massima quantità di combustibile introdotto per l'ottenimento della potenza massima mantenendo, comunque, il baricentro della combustione tra i 15° ed i 19° dopo il TDC e la fumosità massima allo scarico inferiore ad un certo limite (3FSN).

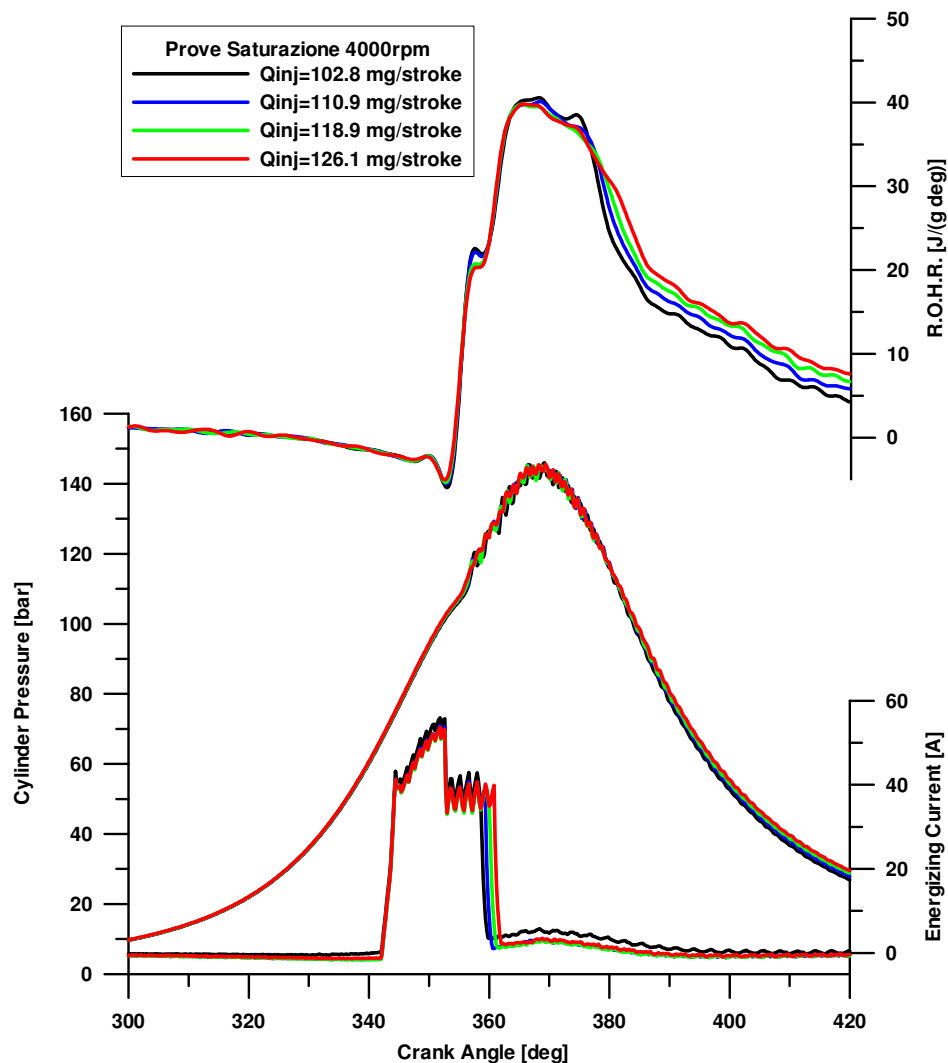


Figura 4.3-5: Diagrammi della pressione indicata, della corrente di eccitazione dell'iniettore e della velocità di rilascio del calore per le prove di saturazione al regime di rotazione di 4000 giri/min al variare della quantità iniettata

L'osservazione della figura 4.3-5, in cui sono riportati i diagrammi di pressione, corrente di energizzazione dell'iniettore e velocità di rilascio del calore per le prove effettuate a 4000giri/min, induce le seguenti considerazioni.

A causa della elevata velocità di rotazione e quindi dei ridotti scambi termici non sono necessarie iniezioni pilota per ottimizzare le condizioni di temperatura e pressione all'interno della camera di combustione al fine di ridurre il rumore di combustione dell'iniezione principale [2] [3] [4].

Mantenendo fissa la pressione di iniezione, per aumentare la quantità di carburante iniettato è stata aumentata la durata dell'iniezione mantenendone, però, fisso l'anticipo rispetto al punto morto superiore.

Il diagramma del ROHR indica, che a parte una piccolissima frazione di combustione premiscelata (il primo picco sul diagramma di velocità di rilascio del calore), il fenomeno è quasi completamente diffusivo.

La maggiore quantità iniettata provoca l'aumento della durata della combustione riconoscibile dall'innalzamento della "coda" della curva della velocità di rilascio del calore; da ciò, anche sul diagramma della pressione nel cilindro, si osserva un leggero incremento del valore di pressione indicata nella fase di espansione.

Si può notare infine che è poca l'influenza della quantità iniettata sul ritardo all'accensione dell'iniezione principale; infatti le elevate temperature della fase di compressione fanno sì che variazioni legate alla massa di combustibile introdotte così come i loro effetti, possano considerarsi trascurabili.

Anche per queste prove, come si è già notato per le prove di affidabilità, il disturbo sul segnale di pressione è causato da temperature di combustione prossime a quelle massime di esercizio del trasduttore di pressione.

Di seguito sono riportati gli andamenti del BSFC, delle emissioni e della coppia ricavate per queste prove. Come anticipato le prove non sono state effettuate con l'obiettivo di ricercare la migliore efficienza di combustione, ma con quello di cercare il massimo della potenza ottenibile entro un certo limite della fumosità allo scarico.

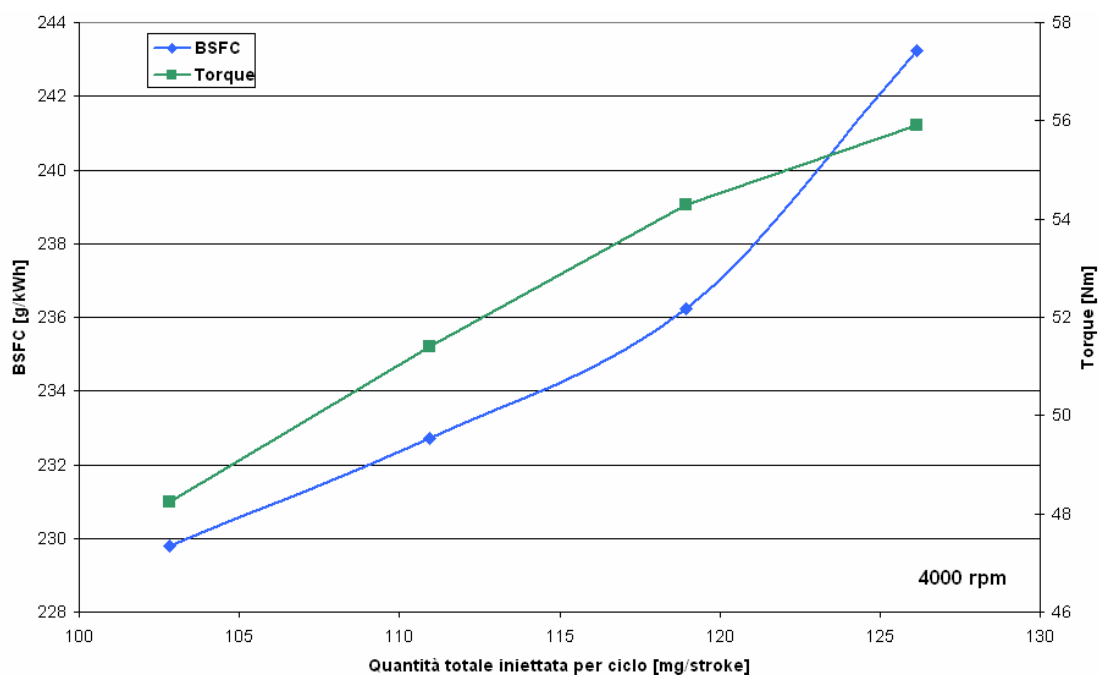


Figura 4.3-6: Confronto tra BSFC e Coppia al variare della quantità totale di combustibile iniettato per ciclo per le prove di saturazione effettuate al regime di rotazione di 4000 giri/min

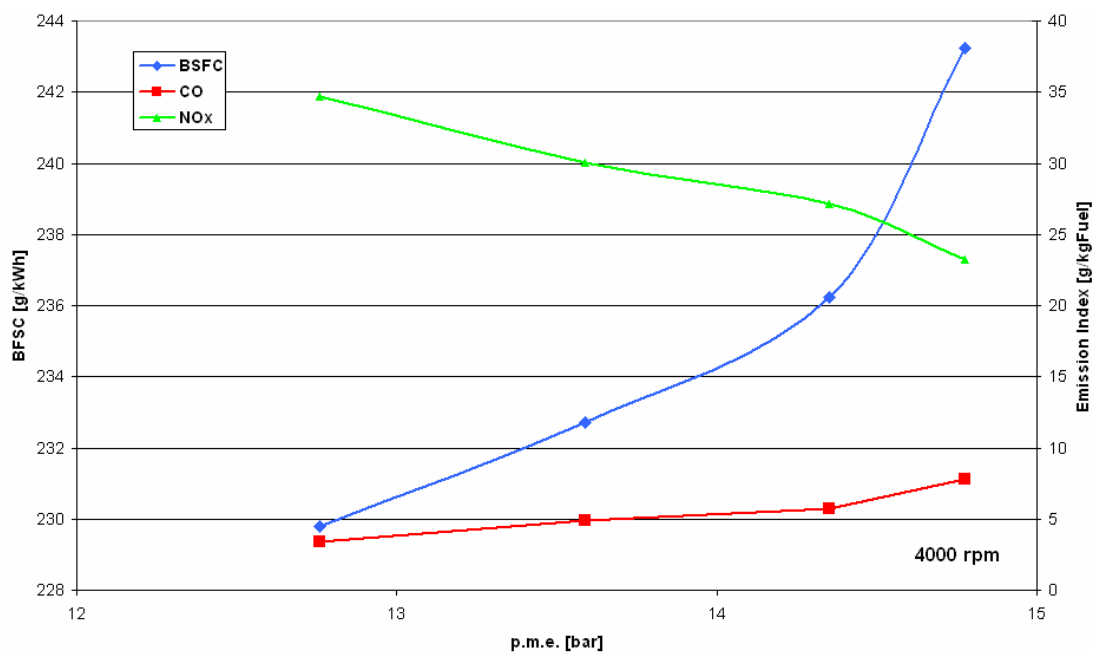


Figura 4.3-7: Andamenti delle emissioni di CO ed NO_x al variare della p.m.e. confrontato con l'andamento del BSFC per le prove di saturazione effettuate al regime di rotazione di 4000 giri/min

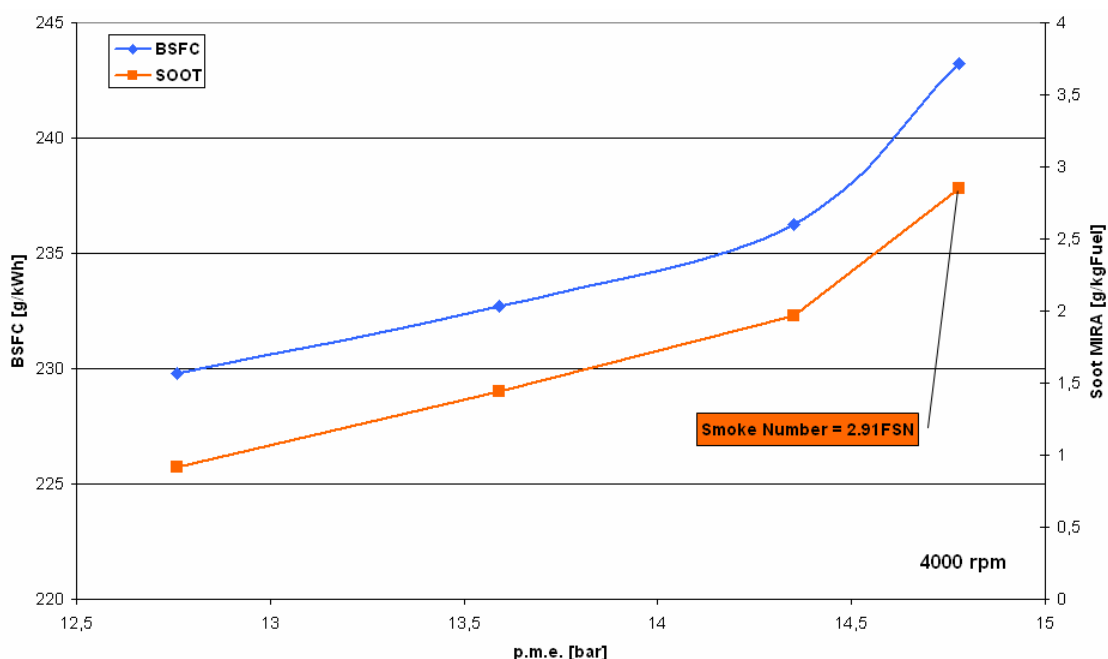


Figura 4.3-8: Confronto tra le emissioni di fumo, misurate in g per kg di combustibile consumato, per le prove di saturazione effettuate al regime di rotazione di 4000 giri/min

Si nota che l'andamento del BSFC, così come per la coppia, è sempre crescente all'aumentare della quantità iniettata e della p.m.e.. Tale diagramma evidenzia come l'ultima condizione di prova corrispondente a 126 mg/colpo iniettati risulta essere la più sfavorevole poiché ad uno stesso incremento di combustibile introdotto corrisponde un incremento di coppia inferiore.

In figura 4.3-7, l'andamento delle emissioni degli NO_x è decrescente così come accadeva per le prove al regime di rotazione di 1500 giri/min, mentre l'andamento del CO è sì crescente, ma molto meno che nelle prove precedenti, questo a causa delle temperature di combustione comunque elevate che ne permettono una migliore ossidazione. Diverso è il discorso per il particolato, il cui andamento è riportato in figura 4.3-8, che è crescente all'aumentare della quantità di combustibile introdotta. Infatti la maggiore durata dell'iniezione fa sì che sia altrettanto maggiore la quantità di combustibile iniettato che, in camera di combustione, è soggetto al fenomeno della crackizzazione che come noto è responsabile della formazione della fuliggine [5].

Come anticipato, le prove sono state arrestate al raggiungimento del limite di 3FSN della fumosità allo scarico.

Questi test saranno considerati di riferimento per l'analisi dell'influenza della variazione dei parametri geometrici e termodinamici sulla combustione diesel oggetto del presente lavoro di tesi.

4.4 Combustioni Convenzionali

Il lavoro di tesi svolto si pone l'obiettivo di valutare l'influenza che i parametri operativi del motore hanno sull'evoluzione del processo di combustione. Appare chiaro che una prima fase della sperimentazione sul monocilindrico debba essere dedicata alla valutazione delle sue prestazioni nella configurazione di partenza, poiché tali risultati saranno di raffronto per le sperimentazioni successive dedicate ad eventuali modifiche dell'architettura del motore e/o all'applicazione di nuove strategie di combustione.

Consegue che le prime prove siano state dedicate ad apprezzare le prestazioni del monocilindrico in particolari condizioni operative della mappa giri-carico, indicative del funzionamento del motore in termini di emissioni inquinanti prodotte.

Attenzione è stata dedicata quindi ai punti operativi corrispondenti alle velocità di rotazione pari a 1500, 2000, 2500 giri/min con pressioni medie effettive rispettivamente di 2, 5, 8 bar. Tali punti sono caratteristici della prova di omologazione europea per le emissioni ECE UDC+EUDC.

Esse sono state condotte mantenendo costante tutti i parametri operativi e variando unicamente la quantità di gas esausti ricircolata nel collettore di aspirazione. Per ciascuna condizione di prova i valori dei parametri motoristici sono stati imposti dalle calibrazioni per il motore pluricilindrico di riferimento nella sua versione EURO IV; infine la scelta del valore massimo del tasso di EGR, per ciascun punto prova, è dipeso dall'instaurarsi di condizioni di funzionamento inaccettabili (mancata accensione o instabilità di combustione).

Per ciascun test saranno riportati, al variare del tasso di EGR, oltre alle curve relative ai cicli di pressione nel cilindro ed alla velocità di rilascio del calore, anche gli andamenti dei consumi e delle principali specie inquinanti.

Per questioni di riservatezza dei risultati, i dati sono riportati in percentuale sul valore massimo misurato.

4.4.1 Punto operativo a 1500 giri/min e 2 bar di P.M.E.

In figura 4.4.1-1 si possono analizzare gli andamenti, al variare della quantità dei gas esausti riciclati nel collettore di aspirazione, della pressione indicata, della corrente di energizzazione dell'iniettore e della velocità di rilascio del calore.

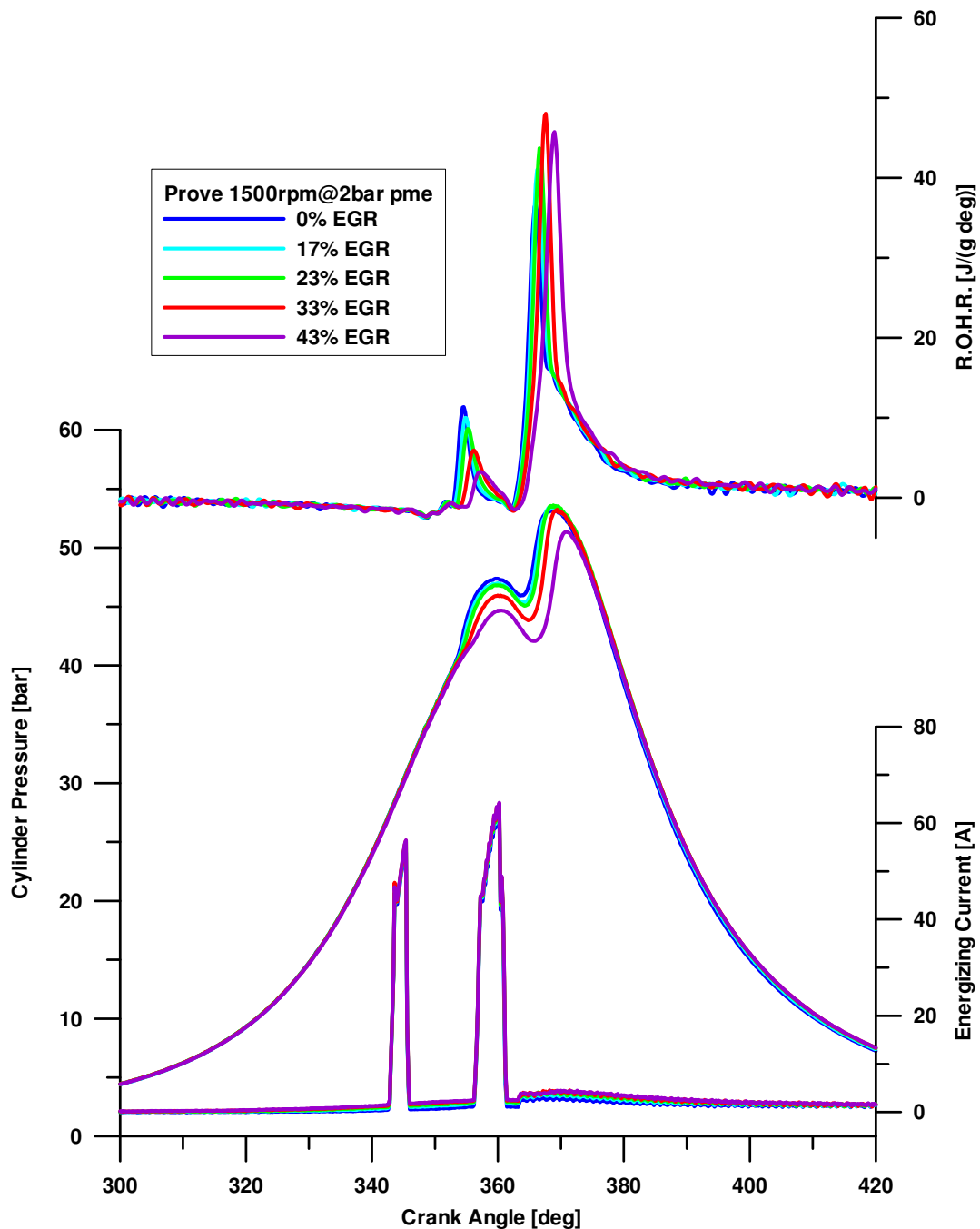


Figura 4.4.1-1: Diagrammi della pressione indicata, della corrente di energizzazione e della velocità di rilascio del calore per le prove di combustione convenzionale effettuate a 1500 giri/min con 2 bar di p.m.e. al variare del tasso di EGR

Si nota subito dall'analisi della suddetta figura, che in ogni condizione di prova, la strategia di iniezione è rimasta inalterata. Il tasso di EGR è stato fatto variare fino ad un valore massimo pari al 43%; oltre il quale si innescavano fenomeni di *miss-firing*, ovvero mancata accensione, o marcata instabilità del processo di combustione.

Osservando il diagramma della velocità di rilascio del calore si nota l'influenza del tasso di EGR sulla combustione delle due iniezioni [1]. L'iniezione pilota sente gli effetti della maggiore presenza di inerti in camera di combustione con un visibile incremento del ritardo all'accensione e con un calo di efficienza della combustione; questo si traduce, analizzando il diagramma delle pressioni indicate in gradienti di pressione più bassi con conseguente diminuzione delle pressioni raggiunte al momento dell'iniezione principale.

Per tale motivo anche per l'iniezione principale si ha un incremento del tempo di ritardo all'accensione, causando l'aumento della frazione di combustione premiscelata; questa tendenza si inverte quando il tasso di EGR raggiunge il valore più elevato poiché il combustibile, avendo a disposizione un tempo più lungo per miscelarsi con l'aria, fa sì che la densità in camera di combustione di zone a rapporto stechiometrico diminuisca; inoltre maggiori quantità di CO_2 ed H_2O presenti in camera e di conseguenza minori concentrazioni di ossigeno producono, come noto, un rallentamento della velocità di combustione [1] [2].

Il diagramma delle pressioni indica poche variazioni sui valori massimi dovuti alle combustioni delle due iniezioni, e leggeri aumenti nei gradienti di pressione all'aumentare delle percentuali di gas riciclati; anche in questo caso si nota, però, un andamento diverso nel caso del tasso più elevato di EGR, che provoca un abbassamento delle pressioni massime ed uno spostamento del picco massimo verso la fase di espansione; ciò è dovuto al maggiore ritardo all'accensione e alla maggiore concentrazione di inerti in camera.

Nelle figure successive sono mostrati gli andamenti delle emissioni (NO_x , CO, HC e Soot), del consumo specifico di carburante (BSFC) e del rumore di combustione (CN) al variare del tasso di EGR.

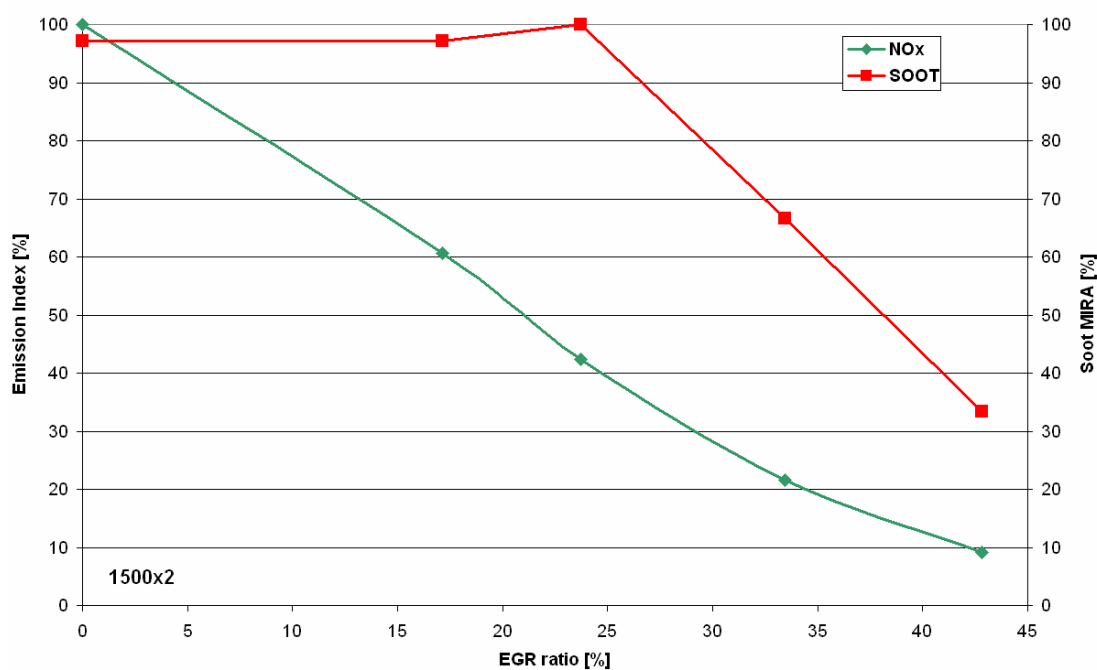


Figura 4.4.1-2: Andamenti delle emissioni di NO_x e SOOT allo scarico al variare del tasso di EGR per le prove di combustione convenzionale effettuate a 1500 giri/min con 2 bar di p.m.e.

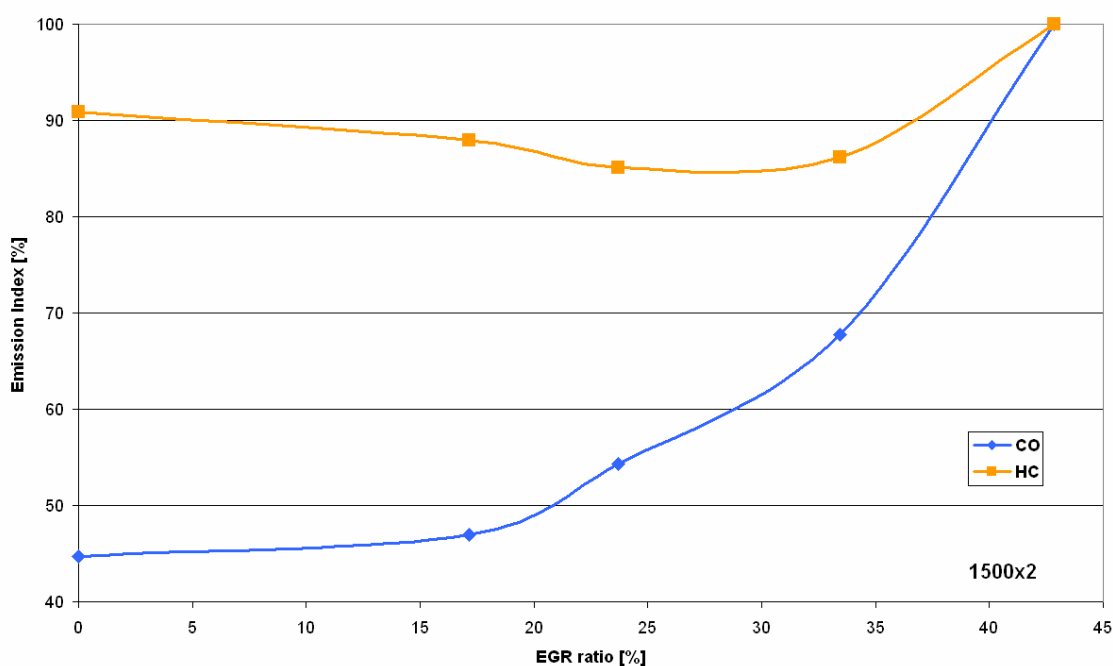


Figura 4.4.1-3: Andamenti delle emissioni di CO ed HC allo scarico al variare del tasso di EGR per le prove di combustione convenzionale effettuate a 1500 giri/min con 2 bar di p.m.e.

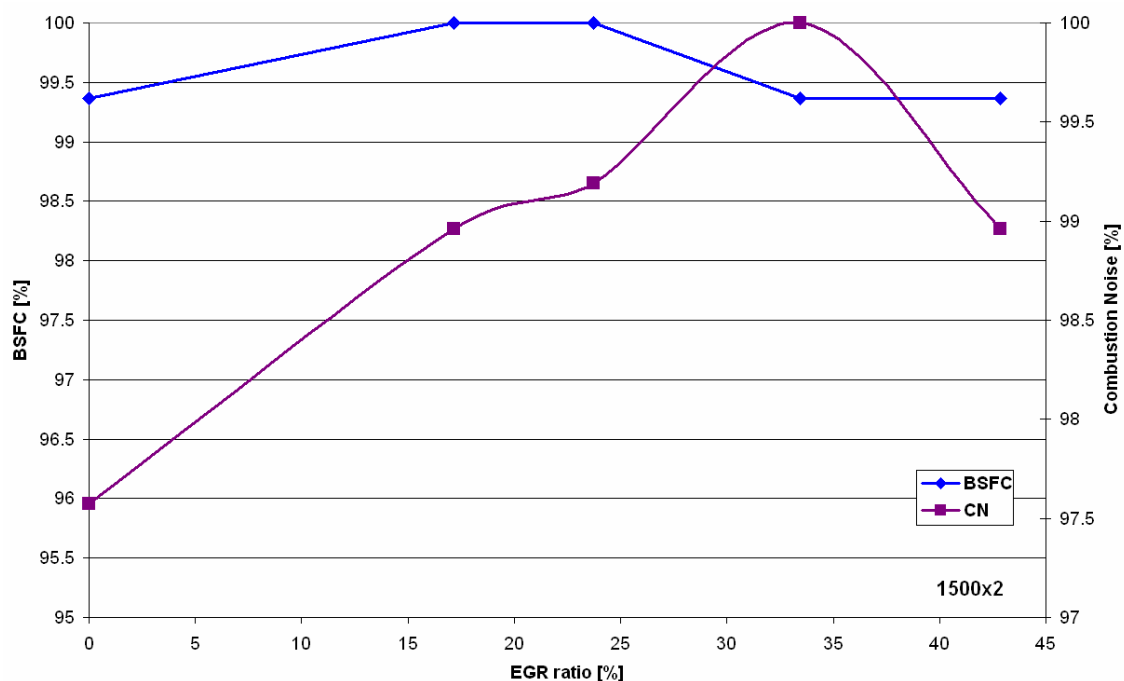


Figura 4.4.1-4: Andamenti del consumo specifico di combustione (BSFC) e del rumore di combustione (CN) al variare del tasso di EGR per le prove di combustione convenzionale effettuate a 1500 giri/min con 2 bar di p.m.e.

In figura 4.4.1-2 si nota che sia la diminuzione delle concentrazioni di ossigeno in camera che l'abbassamento delle temperature di combustione, provocato dalla maggiore diluizione della carica, riduce le emissioni di ossidi di azoto [1] [2], come era prevedibile, in maniera evidente; mentre la fumosità allo scarico, si mantiene circa costante intorno a valori comunque bassi (0.11 – 0.16 FSN). La diminuzione della fumosità per valori di EGR superiori al 25% è dovuta all'aumento del livello di premiscelazione della carica che favorisce la riduzione delle zone a rapporto ricco aria-combustibile e anche all'abbassamento delle temperature che rallentano i processi di formazione del soot [6].

Le emissioni di incombusti, riportati in figura 4.4.1-3, presentano, per gli ossidi di carbonio, un andamento crescente all'aumentare del tasso di EGR, ciò dovuto alla minore concentrazione locale di ossigeno disponibile; mentre si mantiene pressoché costante la produzione di HC, che evidentemente sono poco influenzati dalla riduzione dell'ossigeno e solo ad alti tassi di EGR se ne osserva un incremento rispetto alle condizioni di partenza. Infine la loro diminuzione per valori intermedi del tasso di EGR,

si giustifica considerando le minori portate di gas di scarico, emesse dal motore, in condizioni di ricircolo.

Infine, in figura 4.4.1-4, il consumo specifico mostra un andamento circa costante ed il rumore di combustione un andamento crescente dovuto all'aumento della frazione premiscelata, di conseguenza, la tendenza si inverte per il valore più elevato del tasso di EGR.

4.4.2 Punto operativo a 2000 giri/min e 5 bar di P.M.E.

I diagrammi in figura 4.4.2-1 mostrano gli effetti del tasso di EGR sulla velocità di rilascio del calore e sulle pressioni massime in camera di combustione.

Il range delle percentuali di EGR indagato va da 0 al 29%, oltre il quale il rumore di combustione diventa inaccettabile.

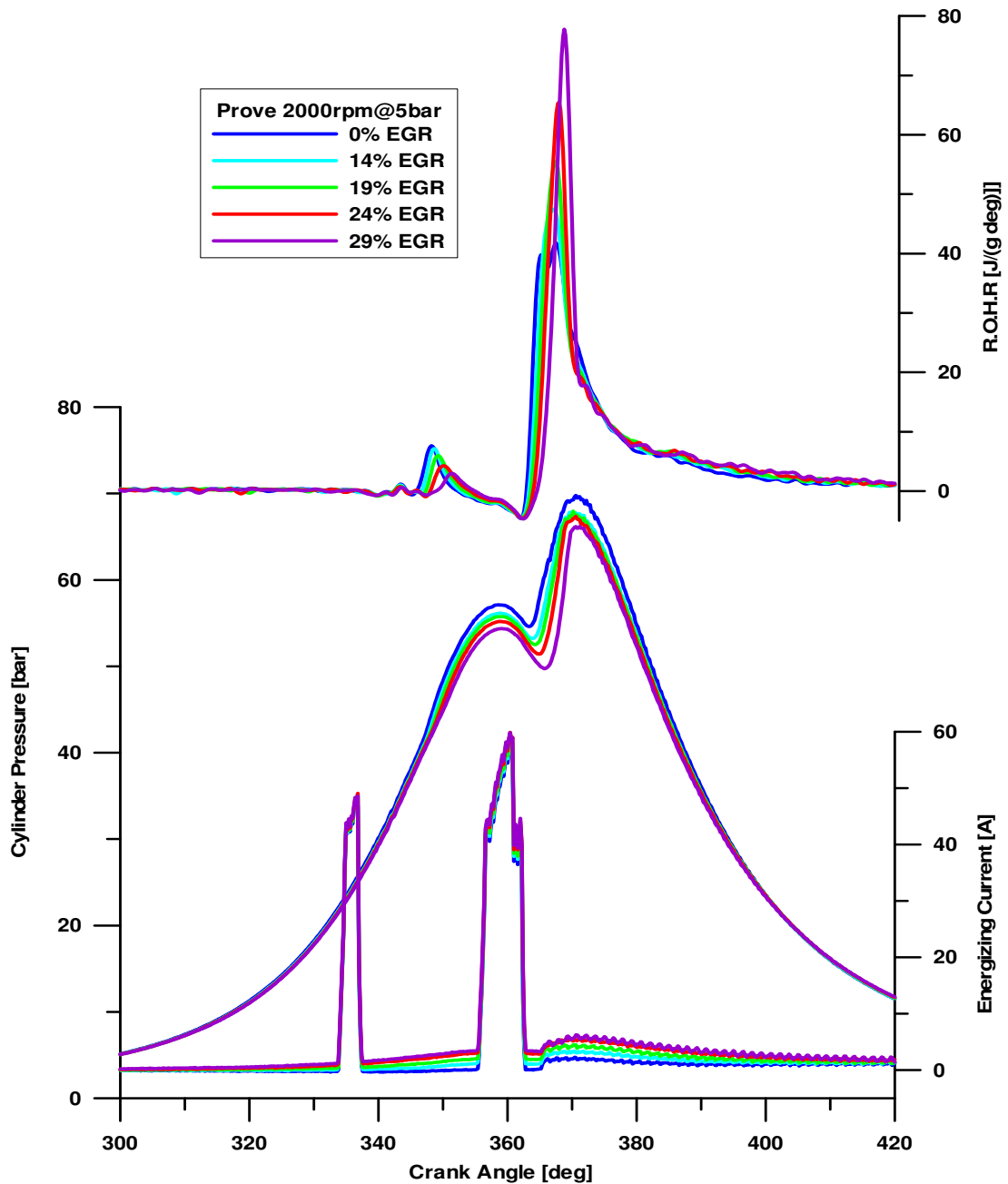


Figura 4.4.2-1: Diagramma della pressione indicata, della corrente di energizzazione e della velocità di rilascio del calore per le prove di combustione convenzionale effettuate a 2000 giri/min con 5 bar di p.m.e. al variare del tasso di EGR

Dal grafico della velocità di rilascio del calore è evidente che l'aumento del tasso di ricircolo dei gas esausti ritarda e riduce l'efficienza di combustione della pilota, il cui effetto è altrettanto evidente sulla combustione della iniezione principale, in cui si osserva un incremento della fase premiscelata dovuto ad un maggiore ritardo all'accensione; inoltre anche in questo caso i gas esausti riciclati provocano un leggero ritardo della combustione e l'aumento della frazione di premiscelata [1] [2].

L'andamento del ciclo mostra che il ricircolo dei gas esausti abbassa visibilmente i valori di pressione massima, ed aumenta la pendenza della curva di pressione; tali effetti sono dovuti al ritardo della combustione nella fase di espansione ed all'incremento della concentrazione di inerti in camera.

Dalle figure seguenti si possono notare gli effetti dell'EGR sul consumo specifico, sulle emissioni e sul rumore di combustione.

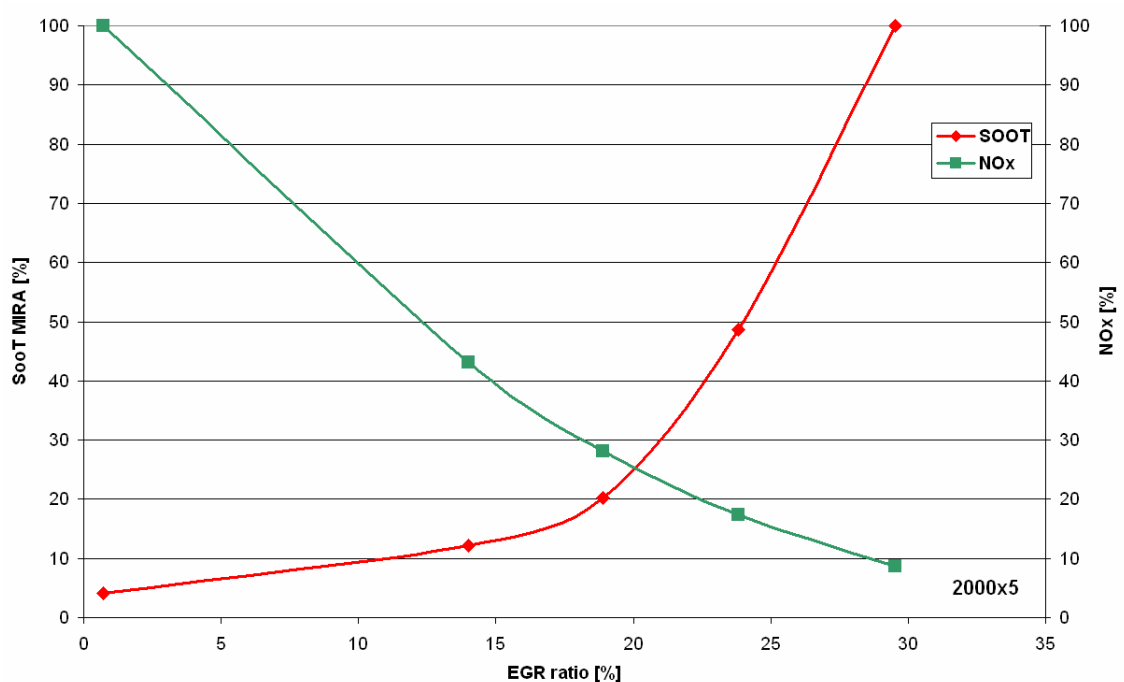


Figura 4.4.2-2: Andamenti delle emissioni di NO_x e SOOT allo scarico al variare del tasso di EGR per le prove di combustione convenzionale effettuate a 2000 giri/min con 5 bar di p.m.e.

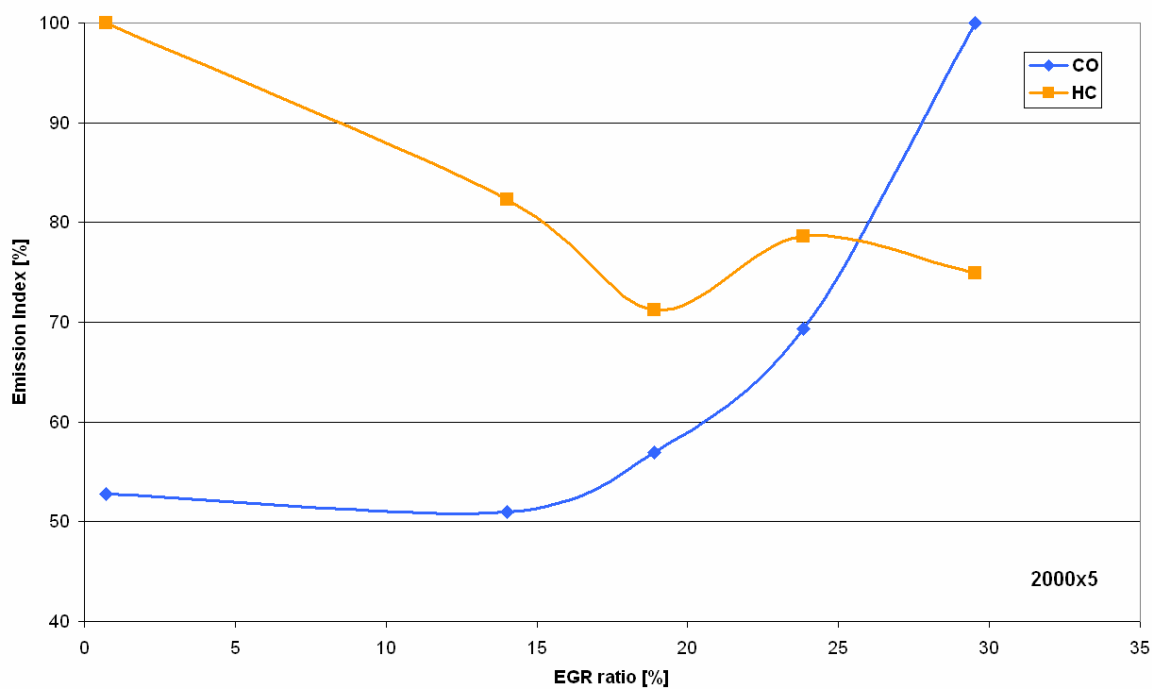


Figura 4.4.2-3: Andamenti delle emissioni di CO ed HC allo scarico al variare del tasso di EGR per le prove di combustione convenzionale effettuate a 2000 giri/min con 5 bar di p.m.e.

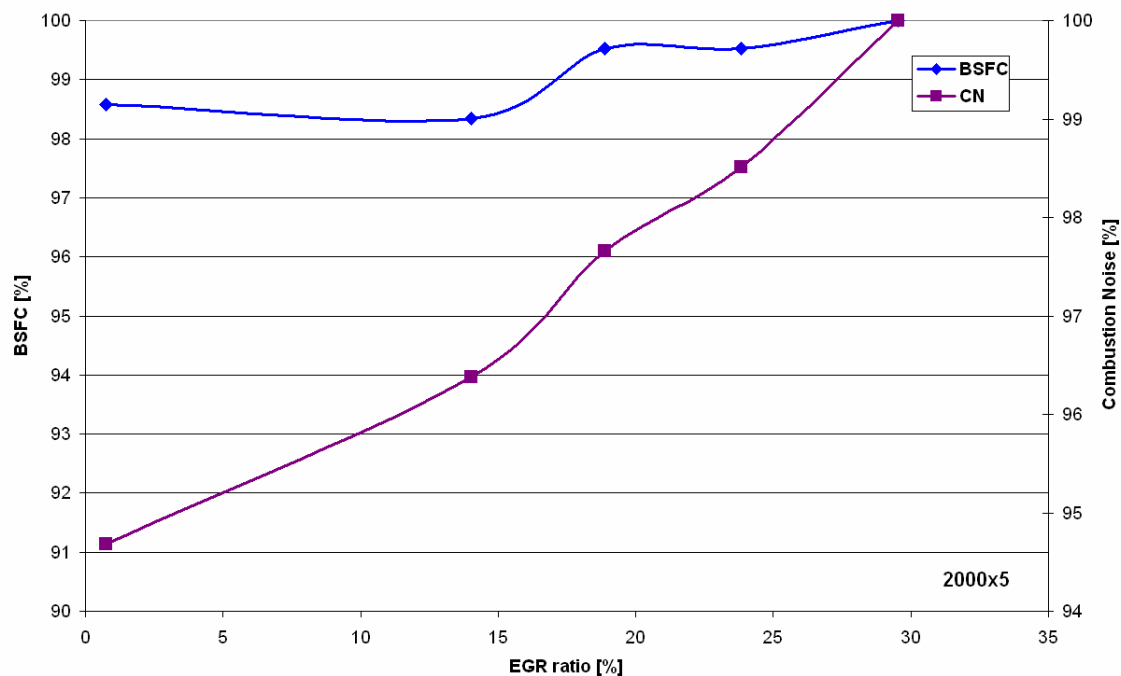


Figura 4.4.2-4: Andamenti del consumo specifico di combustione (BSFC) e del rumore di combustione (CN) al variare del tasso di EGR per le prove di combustione convenzionale effettuate a 2000 giri/min con 5 bar di p.m.e.

La figura 4.4.2-2 mostra gli andamenti delle emissioni di fuliggine e di NO_x . Come già visto a proposito delle prove effettuate al regime di 1500 giri/min, gli NO_x diminuiscono all'aumentare del tasso di EGR perché i gas inerti ricircolati abbassano le temperature di combustione; d'altro canto, la fuliggine allo scarico aumenta perché la maggiore diluizione accoppiata con un contemporaneo abbassamento delle temperature di combustione penalizza la fase di ossidazione [2].

Dalla figura 4.4.2-3 si nota ancora che, come per le prove al regime di 1500 giri/min, anche al regime di 2000 giri/min l'aumentare dell'EGR provoca un aumento delle emissioni di CO, mentre gli HC sono leggermente decrescenti. È da precisare che per quanto riguarda le emissioni di HC risultano basse grazie all'accurato disegno del sistema di combustione ed, in particolare, del pulverizzatore dell'iniettore. Come già affermato per il punto operativo precedente, la concentrazione di incombusti poco risente delle minori concentrazioni di ossigeno disponibile; il suo valore decrescente deriva da minori portate di gas di scarico al crescere del tasso di EGR.

Il consumo specifico, il cui andamento all'aumentare dell'EGR è raffigurato in figura 4.4.2-4, cresce all'aumentare dei gas ricircolati perché diminuisce ulteriormente l'efficienza di combustione (angoli di combustione maggiori) ed il suo baricentro si sposta nella fase di espansione; infine, il rumore di combustione cresce quasi linearmente fino a raggiungere valori superiori ai 90 dBA, a causa dell'incremento della frazione premiscelata.

4.4.3 Punto operativo a 2500 giri/min a 8 bar di P.M.E.

Guardando la figura 4.4.3-1 si nota come, al regime di 2500 giri/min, gli effetti dei gas esausti ricircolati, rispetto alle condizioni operative descritte nei precedenti paragrafi, sono poco evidenti sulle curve di pressione e di velocità di rilascio del calore.

Lo studio effettuato per questo regime di rotazione ha considerato tassi di EGR fino ad un massimo del 17% poiché valori superiori comportano una fumosità allo scarico maggiori di 2 FSN.

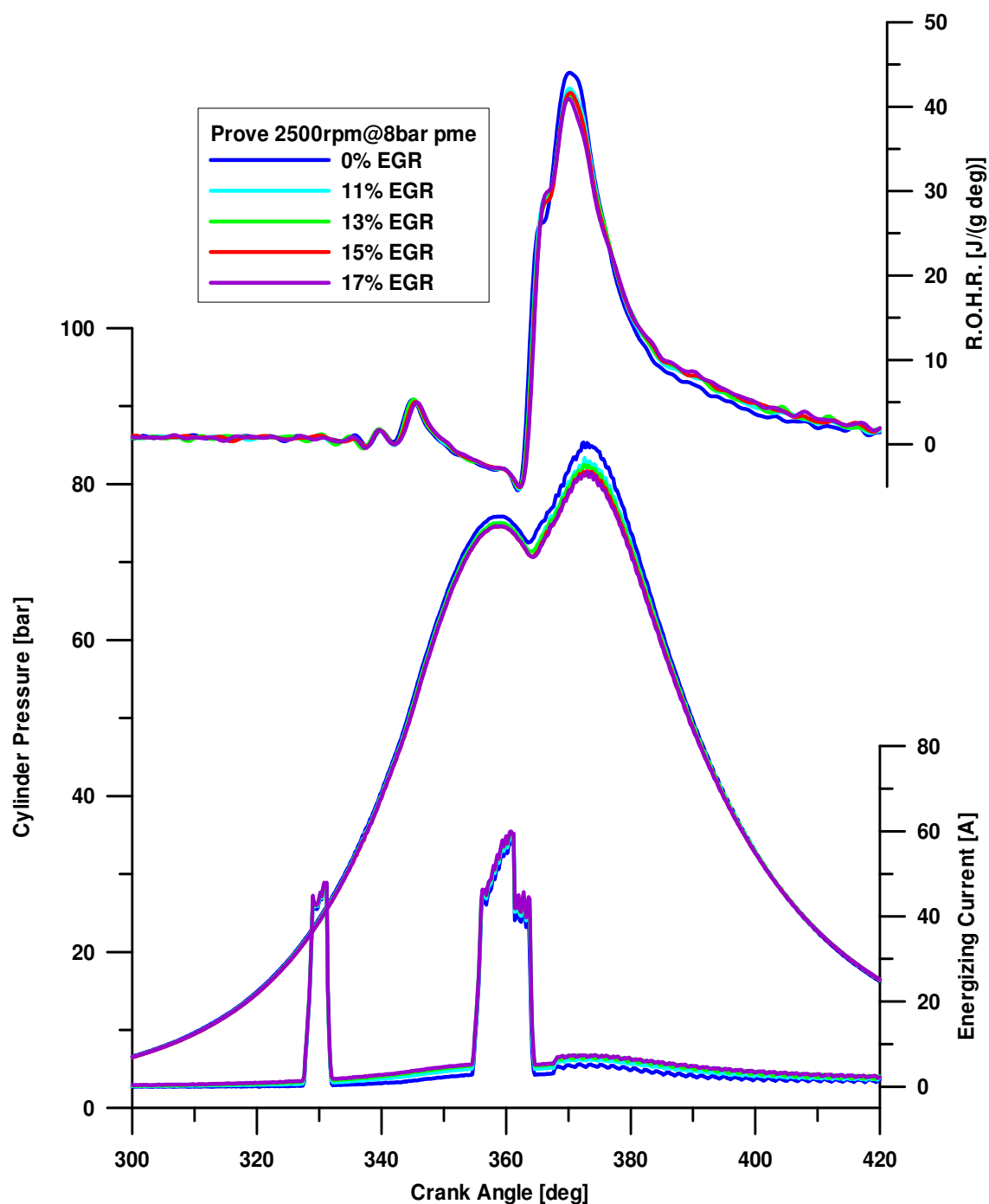


Figura 4.4.3-1: Diagrammi della pressione indicata, della corrente di energizzazione e della velocità di rilascio del calore per le prove di combustione convenzionale effettuate a 2500 giri/min con 8 bar di pme al variare del tasso di EGR

Confrontando il grafico della corrente di energizzazione dell'iniettore con gli andamenti delle velocità di rilascio del calore si nota che, l'iniezione pilota, a causa delle maggiori temperature del cilindro, risente solo minimamente della frazione di gas

riciccolati in camera di combustione; la combustione dell'iniezione principale, invece, grazie alle maggiori quantità di combustibile iniettate, rispetto alle prove precedenti, è quasi esclusivamente diffusiva [2].

Come si nota ancora dal confronto tra i diagrammi, vi è, all'aumentare delle percentuali di gas riciccolati, una riduzione del valore massimo del ROHR e del picco massimo sul diagramma della pressione indicata. In questo caso, a differenza del caso precedente, ciò si può imputare alla predominanza dell'effetto del rallentamento di velocità di combustione dovuto alla presenza di inerti rispetto al sensibile aumento del tempo di ritardo all'accensione dell'iniezione principale e quindi, della fase premiscelata. Analizzando le "code" della stessa curva si nota, come all'aumentare dell'EGR, sia sensibile l'incremento dell'angolo di combustione con conseguente perdita in efficienza; ciò si può osservare anche in figura 4.4.3-4 riportata di seguito.

Come è stato fatto per i casi precedenti riportiamo i diagrammi con gli andamenti delle emissioni e dei consumi specifici.

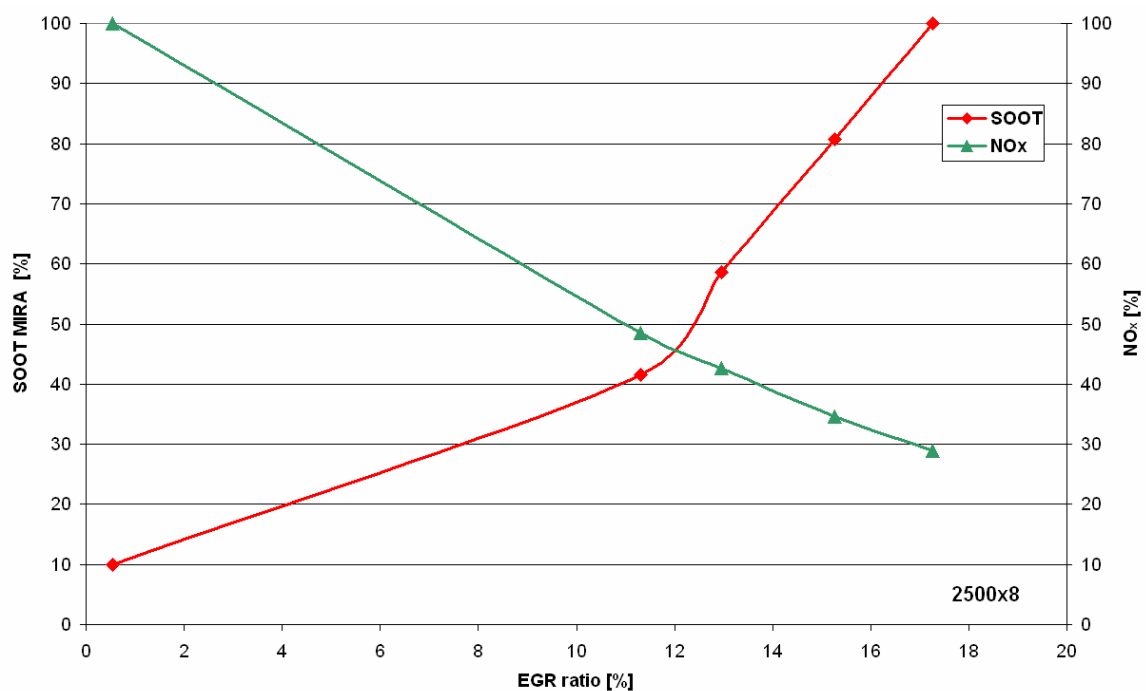


Figura 4.4.3-2: Andamenti delle emissioni di NO_x e SOOT allo scarico al variare del tasso di EGR per le prove di combustione convenzionale effettuate a 2500 giri/min con 8 bar di p.m.e.

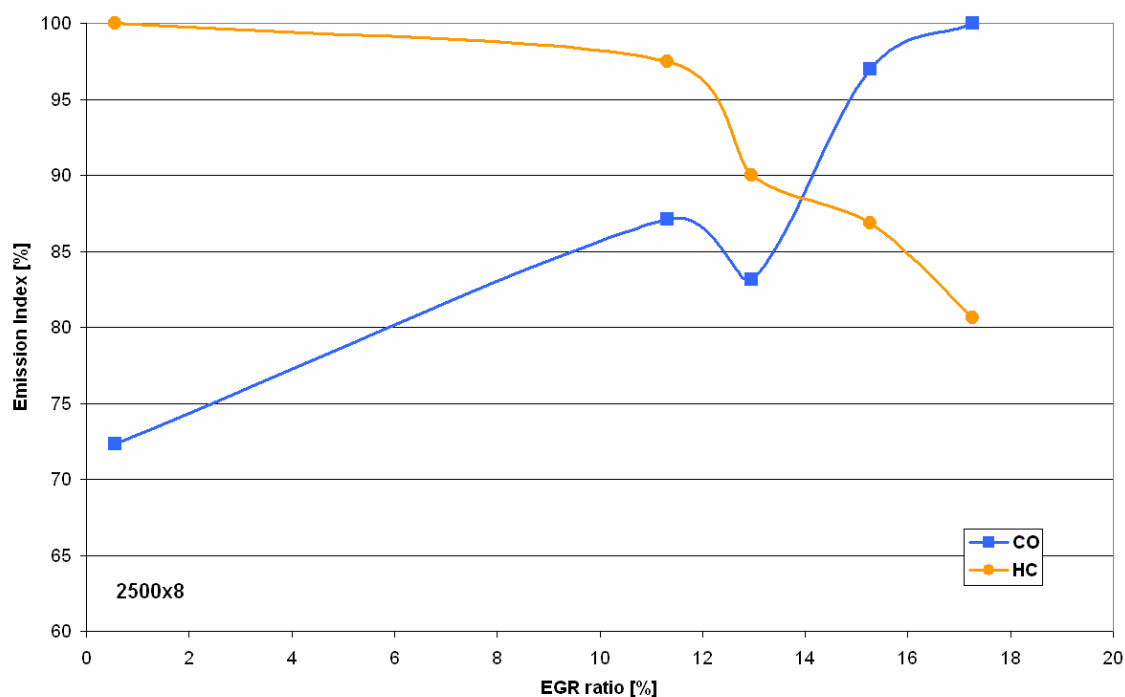


Figura 4.4.3-3: Andamenti delle emissioni di CO ed HC allo scarico al variare del tasso di EGR per le prove di combustione convenzionale effettuate a 2500 giri/min con 8 bar di p.m.e.

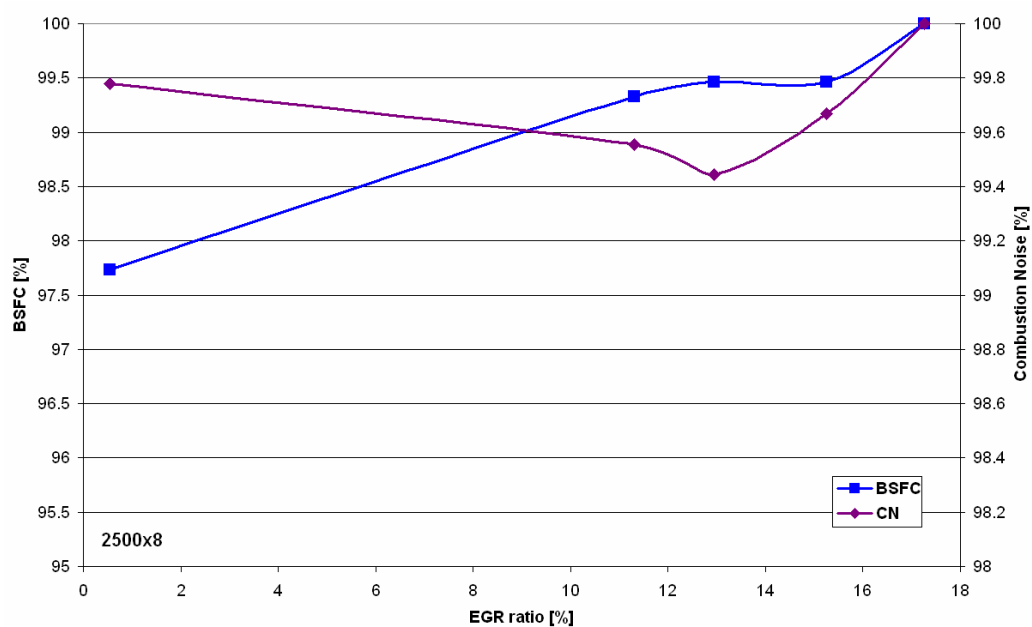


Figura 4.4.3-4: Andamenti del consumo specifico di combustione (BSFC) e del rumore di combustione (CN) al variare del tasso di EGR per le prove di combustione convenzionale effettuate a 2500 giri/min con 8 bar di p.m.e.

Dalla figura 4.4.3-2 si osserva il “classico” effetto dell’EGR sul trade-off NO_x/Soot .

Dalla figura 4.4.3-3 si evince che i valori di CO ed HC variano poco all’aumentare del tasso di EGR, ma presentano comunque lo stesso trend visto per gli altri casi già analizzati e, di conseguenza, le cause sono imputabili agli stessi fattori prima discussi.

Infine, osservando la figura 4.4.3-4, il consumo specifico come precedentemente affermato subisce un leggero incremento dovuto ad una minore efficienza di combustione; mentre il rumore di combustione, data l’invariabilità delle velocità di combustione, si mantiene circa costante con l’aumentare del tasso di EGR.

4.5 Combustioni Alternative

I primi test dedicati alla valutazione delle potenzialità del motore funzionante con combustioni a bassa temperatura sono stati condotti per i punti operativi 1500 giri/min e 2 e 4 bar di P.M.E..

La scelta di queste due condizioni operative è da imputare alla necessità di avere un primo confronto tra la strategia di combustione convenzionale e quella alternativa nel punto a 1500 giri/min e 2 bar di p.m.e.; in un secondo momento si è reso necessario valutare il comportamento del sistema all’aumentare del carico.

Anche per questo tipo di strategie si è valutata l’influenza del tasso di EGR sulle curve di pressione indicate, sul diagramma della velocità di rilascio del calore (e quindi sul processo di combustione), sulle emissioni inquinanti e sui consumi specifici.

Questo tipo di combustione prevede un’unica iniezione di combustibile, opportunamente anticipata rispetto al TDC per raggiungere, accoppiata ad elevati tassi di EGR, le migliori condizioni di “premiscelazione” della carica per ottenere il maggiore guadagno possibile in termini di riduzione delle emissioni di ossidi di azoto e particolato.

4.5.1 Punto operativo a 1500 giri/min a 2 bar di P.M.E.

In figura 4.5.1-1 sono mostrate le curve relative alla corrente di energizzazione dell’iniettore, all’andamento della pressione indicata ed alla velocità di rilascio del

calore per le prove di combustioni alternative effettuate al regime di 1500 giri/min con 2 bar di p.m.e. al variare del tasso di EGR.

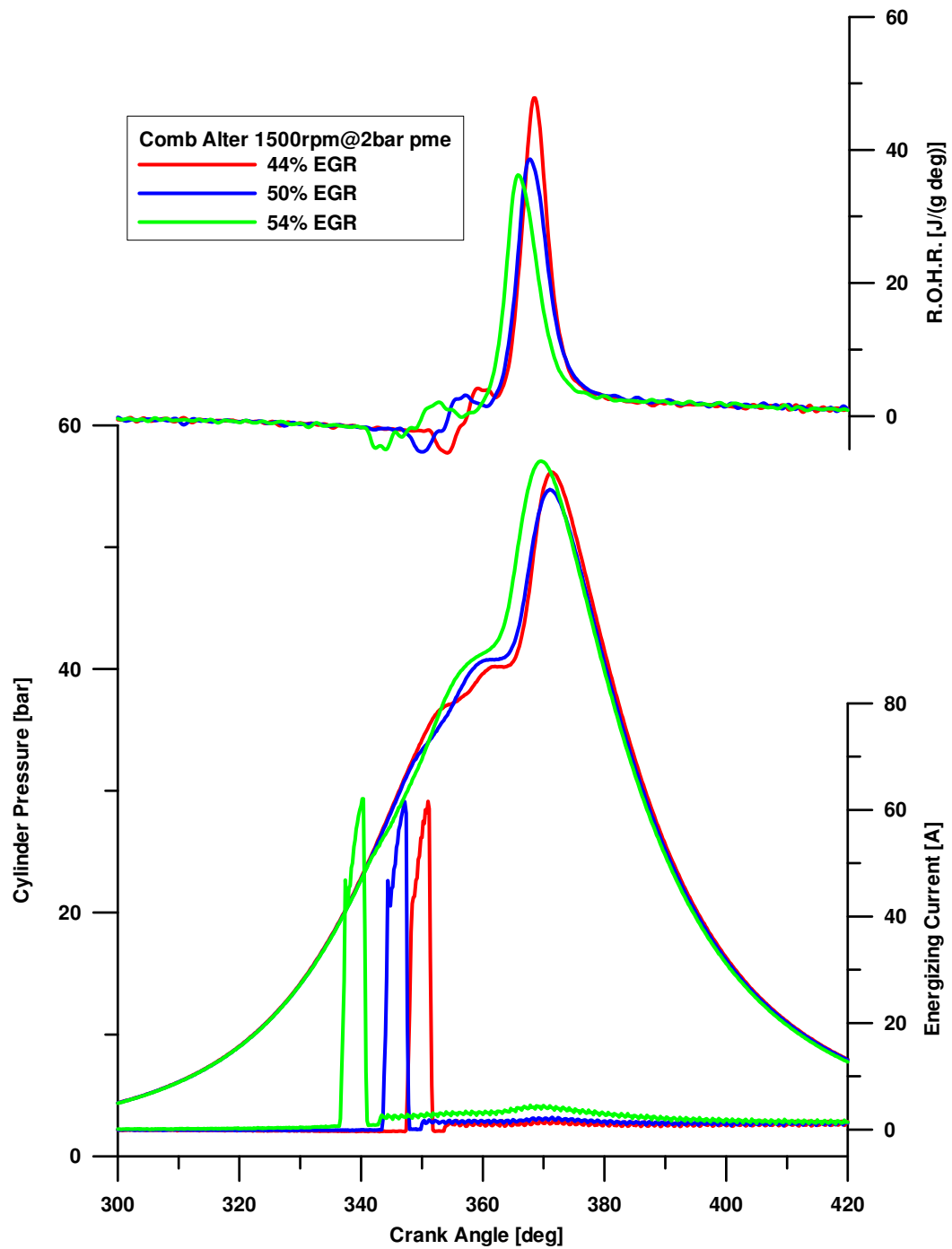


Figura 4.5.1-1: Diagramma della pressione indicata, della corrente di energizzazione e della velocità di rilascio del calore per le prove di combustione a bassa temperatura effettuate a 1500 giri/min con 2 bar di pme al variare del tasso di EGR

Osservando il grafico della velocità di rilascio del calore si nota che, in ogni condizione di prova, la combustione è completamente premiscelata [1], cioè, come detto, è legato agli elevati tassi di ricircolo accoppiati con un importante incremento dell'anticipo di iniezione. Si osserva inoltre la presenza delle cosiddette “fiamme fredde” [7], reazioni debolmente esotermiche che precedono la fase di combustione vera e propria producendo radicali liberi ma incapaci di fornire energia sufficiente per raggiungere temperature elevate che inneschino le reazioni di combustione ad alta temperatura.

Il primo punto operativo è stato ottenuto con un tasso di EGR del 44%.

Un primo incremento del tasso di EGR (dal 44% al 50%) è caratterizzato da un sensibile incremento del ritardo all'accensione accompagnato dalla diminuzione della fase premiscelata; tale fenomeno è da imputare alla presenza in camera di inerti che rallentano le velocità di combustione e riducono, in camera di combustione, l'estensione delle zone a rapporto aria-combustibile stechiometrico. Ciò si traduce analizzando il ciclo indicato in minore gradiente di pressione ed una diminuzione del suo valore massimo.

L'ulteriore aumento del tasso di EGR associato ad un maggiore anticipo dell'iniezione determina un inizio della fase di combustione più vicina al punto morto superiore; si nota un'ulteriore diminuzione della fase premiscelata.

Le figure 4.5.1-2, 4.5.1-3 e 4.5.1-4 riportano gli andamenti delle emissioni inquinanti, del BSFC e del rumore di combustione al variare del tasso di EGR.

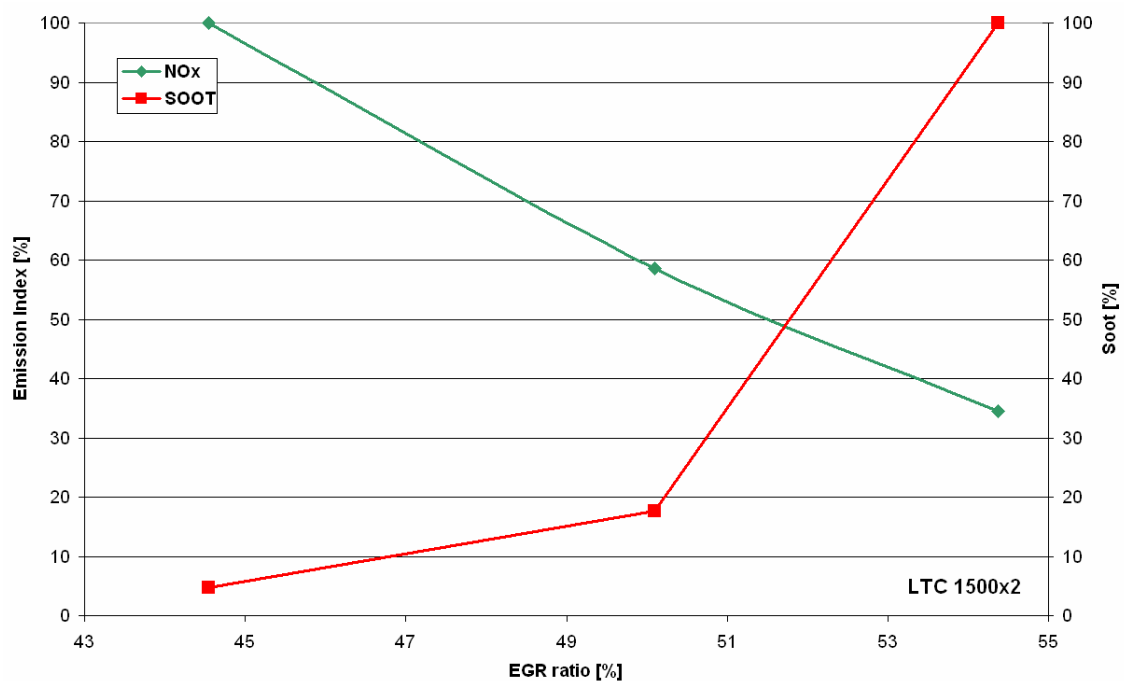


Figura 4.5.1-2: Andamenti delle emissioni di NO_x e SOOT allo scarico al variare del tasso di EGR per le prove di combustione a bassa temperatura effettuate a 1500 giri/min con 2 bar di p.m.e.

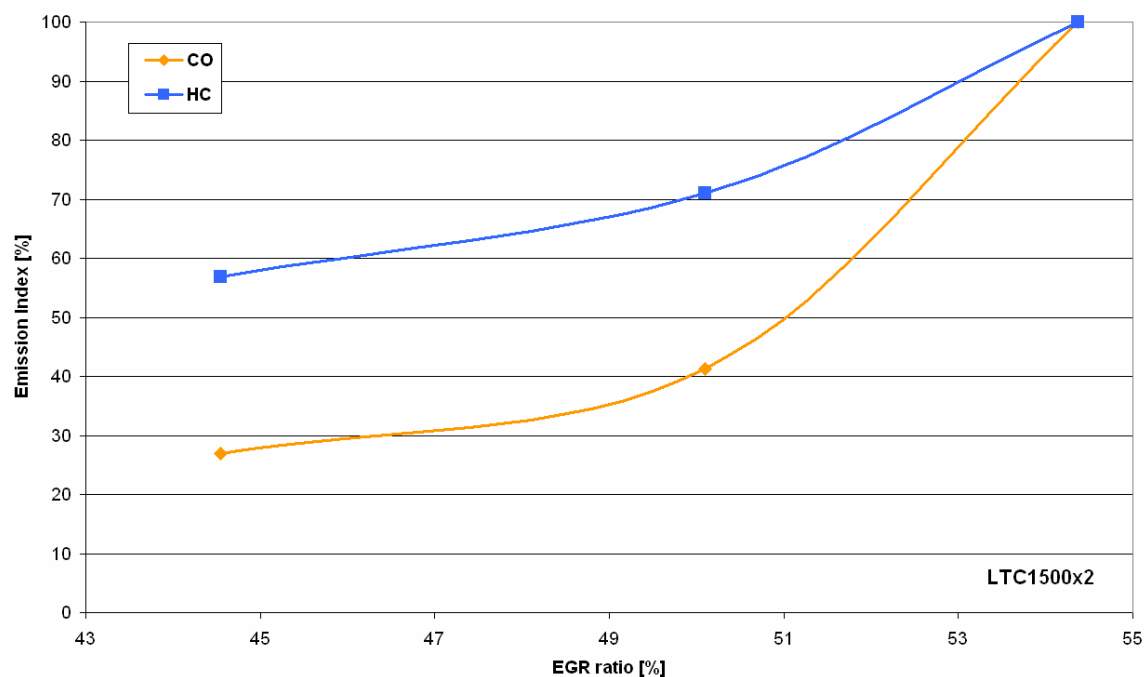


Figura 4.5.1-3: Andamenti delle emissioni di CO ed HC allo scarico al variare del tasso di EGR per le prove di combustione a bassa temperatura effettuate a 1500 giri/min con 2 bar di p.m.e.

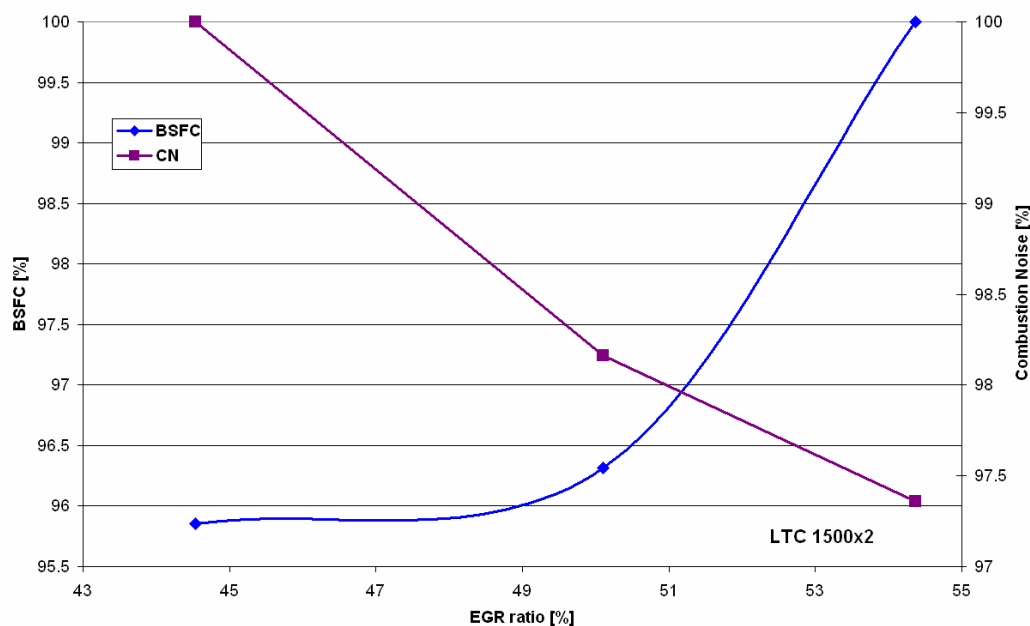


Figura 4.5.1-4: Andamenti del consumo specifico di combustione (BSFC) e del rumore di combustione (CN) al variare del tasso di EGR per le prove di combustione a bassa temperatura effettuate a 1500 giri/min con 2 bar di p.m.e.

Dai diagrammi sulle emissioni inquinanti si nota la riduzione delle emissioni di NO_x e l'aumento di fumosità, che comunque mantiene valori bassissimi (circa 0.2 FSN di valore massimo).

La produzione di CO e HC vede un forte aumento dovuto all'abbassamento delle temperature di combustione indicando una perdita di efficienza del propulsore.

In figura 4.5.1-4 si nota una diminuzione anche nel rumore di combustione imputabile al rallentamento delle velocità di combustione, mentre i consumi specifici, già superiori a quelli tipici per una combustione “convenzionale”, aumentano per i tassi di EGR più elevati per i motivi prima accennati.

4.5.2 Punto operativo a 1500 giri/min a 4 bar di P.M.E.

Osservando i diagrammi del ROHR, in figura 4.5.2-1, si nota che la combustione è anche in questo caso quasi totalmente premiscelata; sono presenti le fiamme fredde, già discusse al paragrafo precedente, e l'aumento del tasso di EGR comporta la variazione del picco di ROHR e dell'angolo di combustione.

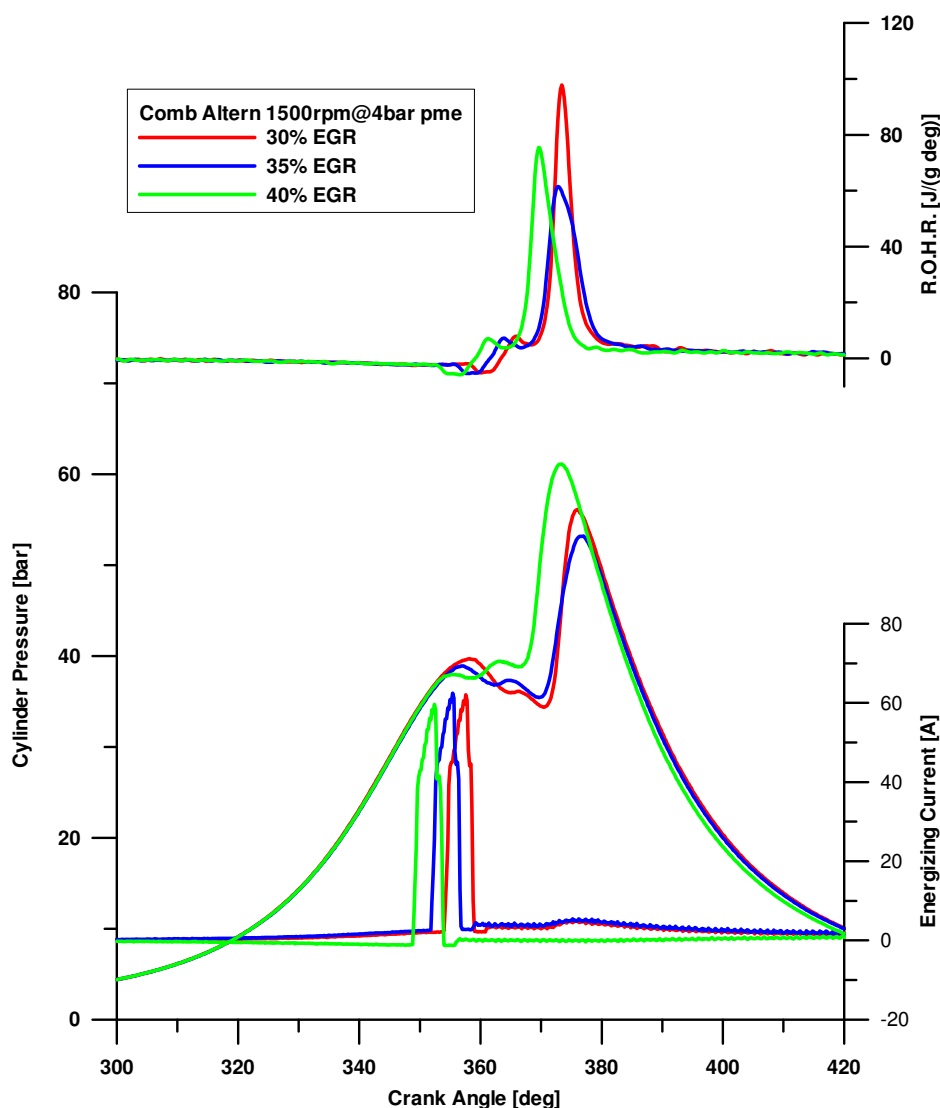


Figura 4.5.2-1: Diagramma della pressione indicata, della corrente di energizzazione e della velocità di rilascio del calore per le prove di combustione a bassa temperatura effettuate a 1500 giri/min con 4 bar di p.m.e. al variare del tasso di EGR

Il primo incremento del tasso di EGR (da 30% a 35%) è caratterizzato da un sensibile incremento del ritardo all'accensione accompagnato dalla diminuzione della fase premiscelata; tale fenomeno è da imputare alla presenza, in camera di combustione, di inerti che rallentano le velocità di combustione. Ciò si traduce analizzando il ciclo indicato in minore gradiente di pressione ed una diminuzione del suo valore massimo come già visto per le condizioni di prova del punto operativo a 2 bar di p.m.e..

L'ulteriore incremento del tasso di EGR (40%) associato ad un maggiore anticipo dell'iniezione determina un inizio della fase di combustione più vicina al punto morto

superiore; si nota un incremento della fase premiscelata: infatti a minori velocità di combustione dovute alla maggiore concentrazioni di inerti, si oppongono condizioni termodinamiche all'interno del cilindro, che favoriscono una combustione più efficiente e quindi velocità di combustione più elevate. Ciò si traduce in un incremento sia del gradiente di pressione sia del suo valore massimo.

Gli andamenti delle emissioni, visibili in figura 4.5.2-2 e 4.5.2-3, sono identici a quelli già analizzati per il caso a 1500 giri/min e 2 bar di p.m.e., con la differenza di valori mediamente più elevati per tutte le emissioni; fa da riferimento il caso del Soot che raggiunge, per il tasso di EGR più elevato, un valore 10 volte più grande; è stato tale valore a fissare il limite massimo per il tasso di EGR.

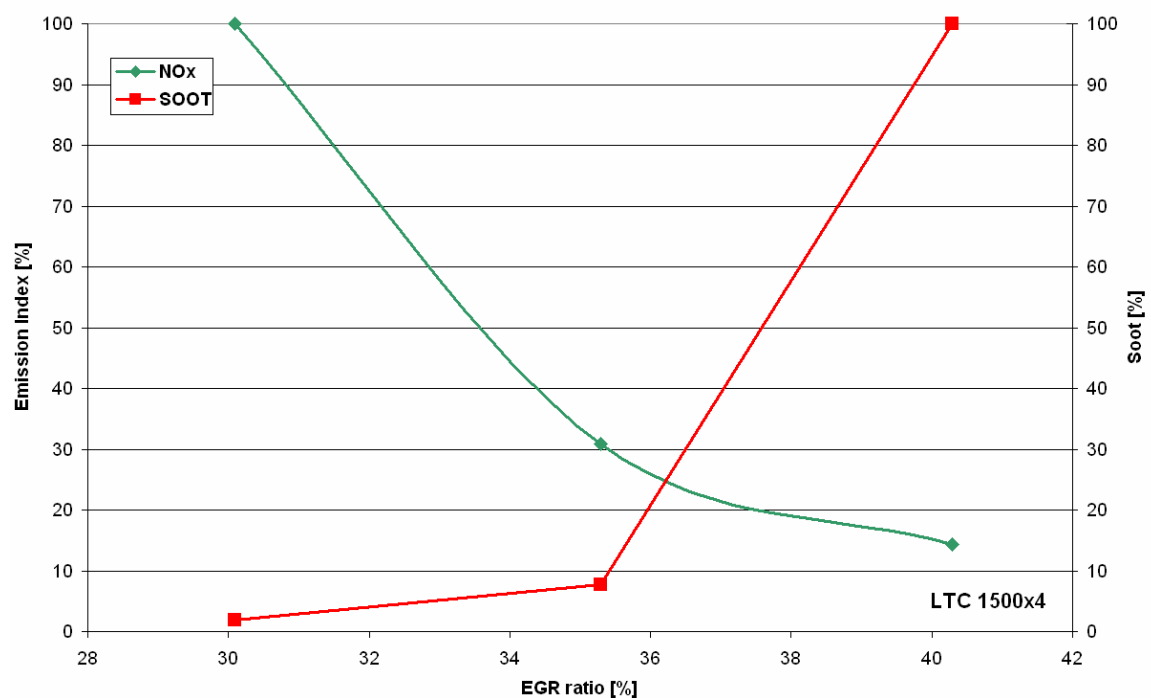


Figura 4.5.2-2: Andamenti delle emissioni di NO_x e SOOT allo scarico al variare del tasso di EGR per le prove di combustione a bassa temperatura effettuate a 1500 giri/min con 4 bar di p.m.e.

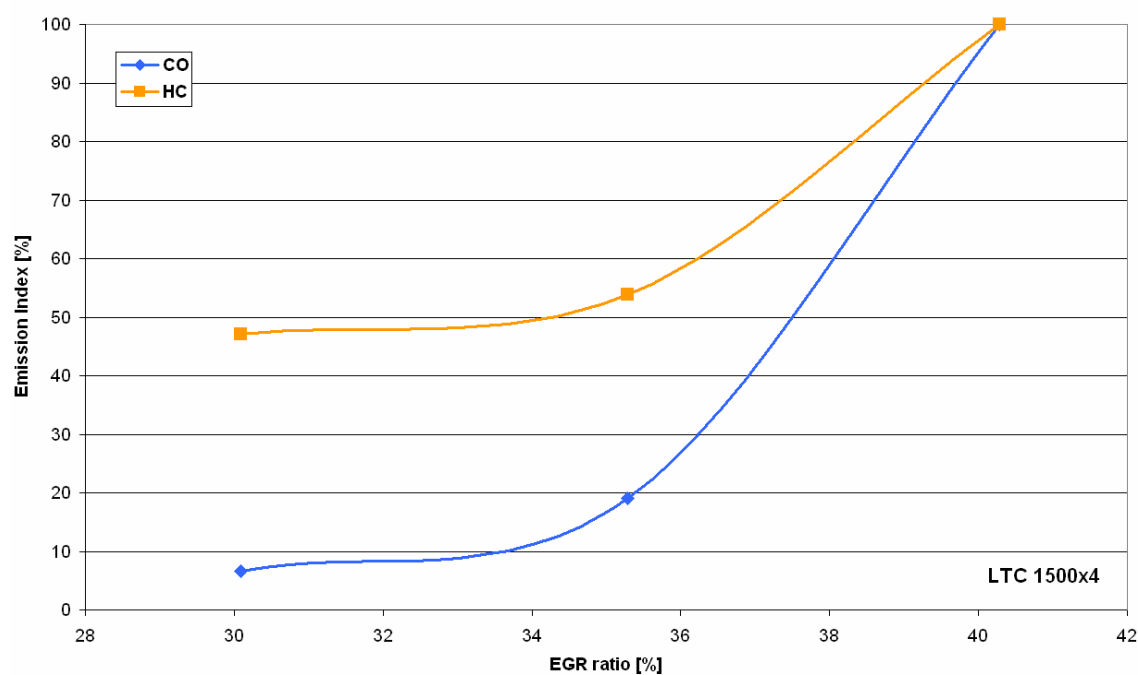


Figura 4.5.2-3: Andamenti delle emissioni di CO ed HC allo scarico al variare del tasso di EGR per le prove di combustione a bassa temperatura effettuate a 1500 giri/min con 4 bar di p.m.e.

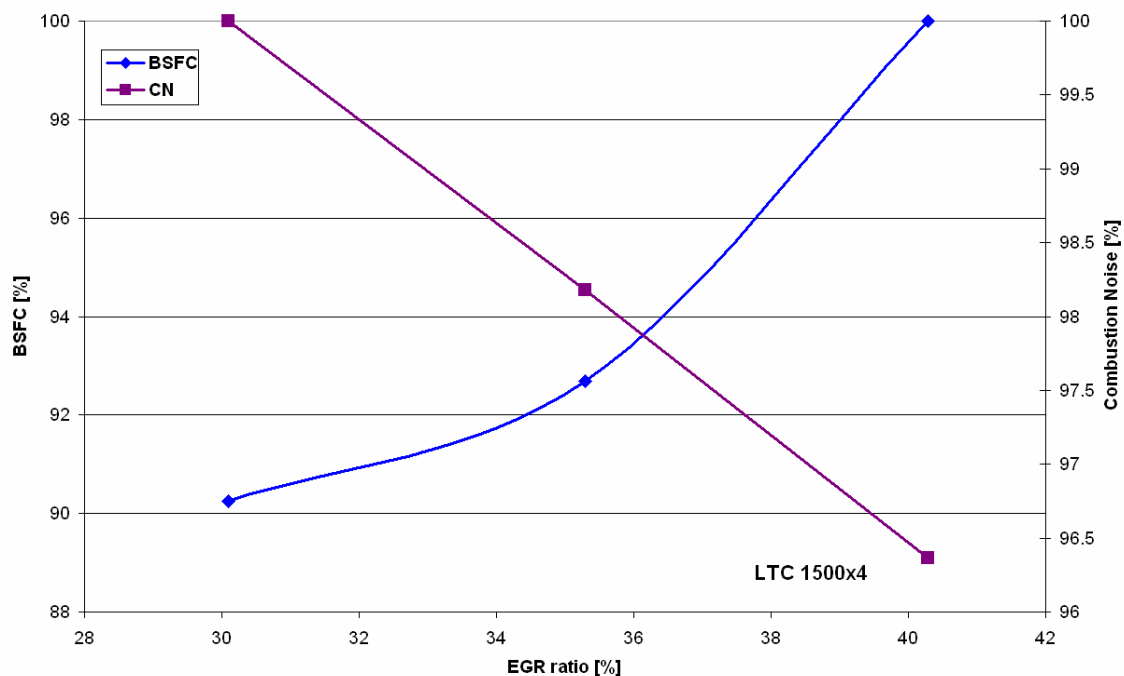


Figura 4.5.2-4: Andamenti del consumo specifico di combustione (BSFC) e del rumore di combustione (CN) al variare del tasso di EGR per le prove di combustione a bassa temperatura effettuate a 1500 giri/min con 4 bar di p.m.e.

4.6 Confronto tra la combustione convenzionale e quella a bassa temperatura

Si vuole ora confrontare i risultati ottenuti dalle prove con combustione standard e quelli ottenuti con le combustioni a bassa temperatura al regime di 1500 giri/min ed a 2 bar di p.m.e.

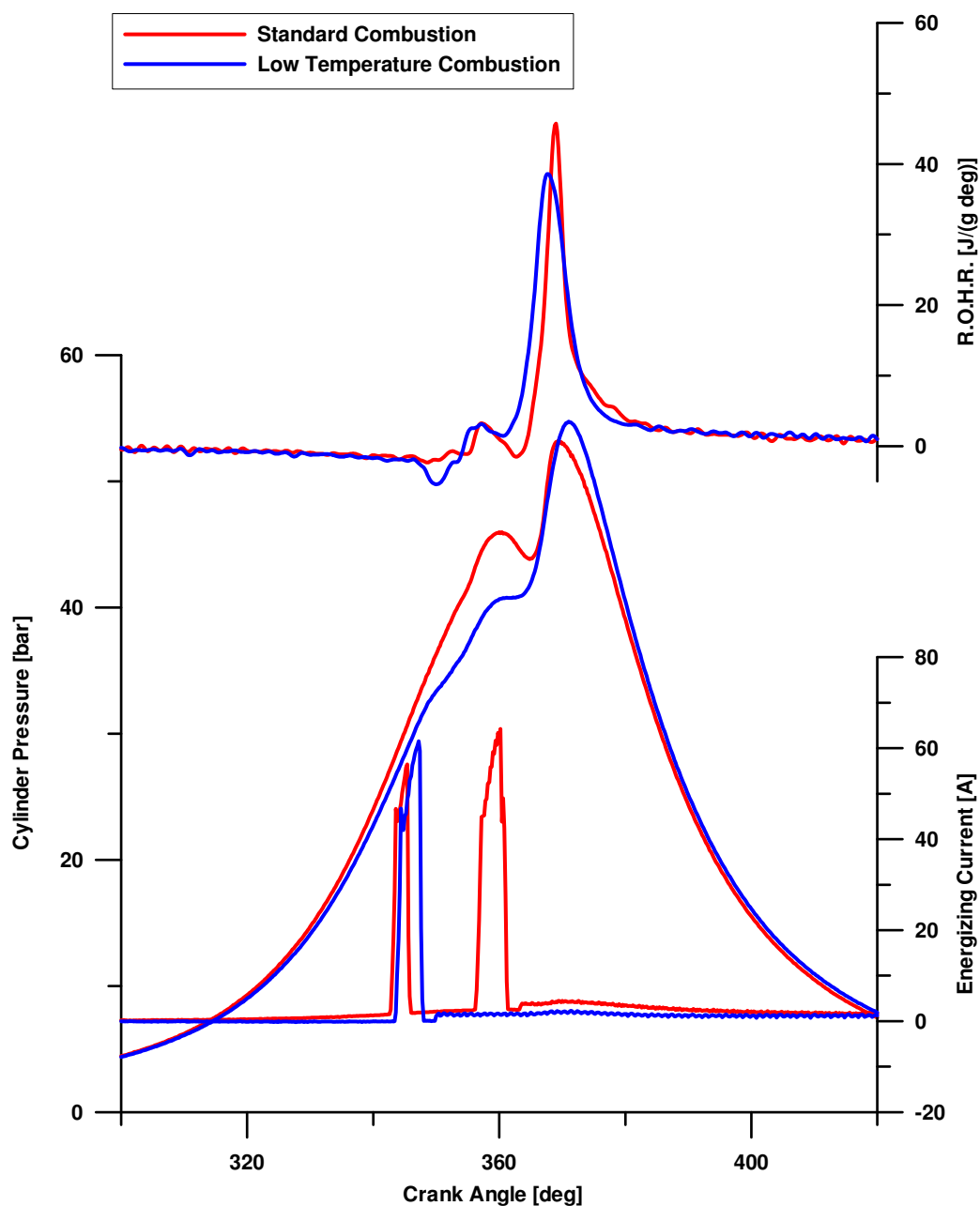


Figura 4.6-1: Confronto tra le curve di pressione indicata, correnti di energizzazione dell'iniettore e velocità di rilascio del calore per le prove effettuate a 1500 giri/min con 2 bar di p.m.e. utilizzando strategia di combustione convenzionale (---) e a bassa temperatura (---).

Tra le varie prove effettuate con la strategia convenzionale di combustione è stata scelta quella con il valore più elevato del tasso di EGR (43%) in quanto, come è facile notare dalla figura 4.4.1-2, con essa si minimizzano contemporaneamente i valori delle emissioni di NO_x e Soot. Nel caso delle prove di combustione a bassa temperatura è stato scelto il test con tasso di EGR pari al 50%, in quanto, pur non consentendo di limitare al massimo le emissioni di NO_x , così come si può verificare dalla figura 4.5.1-2, presenta dei valori di fumosità allo scarico ancora particolarmente bassi.

In figura 4.6-1, è riportato il confronto tra le curve di pressione indicata, le correnti di energizzazione dell'iniettore e le velocità di rilascio del calore per i due casi in studio.

Le differenze tra le curve sono evidenti e generate dalle diverse condizioni termodinamiche e di combustione; si possono, comunque, raccogliere alcune considerazioni: per la prova di combustione a bassa temperatura la fase di evaporazione del combustibile, individuabile grossomodo come il valore minimo sul diagramma della velocità di rilascio del calore, sottrae calore alla carica durante la fase di compressione (10-15° BTDC) e provoca unitamente alla maggiore concentrazione di inerti (50% contro 43%) un calo sulle pressioni raggiunte durante la corsa di compressione; la combustione della carica è, nel caso della combustione alternativa, completamente premiscelata ed, a causa della diluizione con gas inerti, ha una durata maggiore rispetto a quella rilevata per la combustione standard; infine, il gradiente di pressione provocato dalla combustione principale è contenuto e simile per le due prove con la differenza che nel caso della combustione standard esso è limitato dalla presenza dell'iniezione pilota; nel caso della combustione alternativa esso è contenuto per via della diluizione della carica.

In figura 4.6-2 sono schematizzati i risultati che queste due strategie comportano in termini di emissioni inquinanti e consumi specifici. I dati sono confrontati ponendo pari a 100 il valore delle emissioni e dei consumi specifici ottenuti con la strategia standard di combustione e valutando in proporzione le prestazioni del motore con la combustione a bassa temperatura.

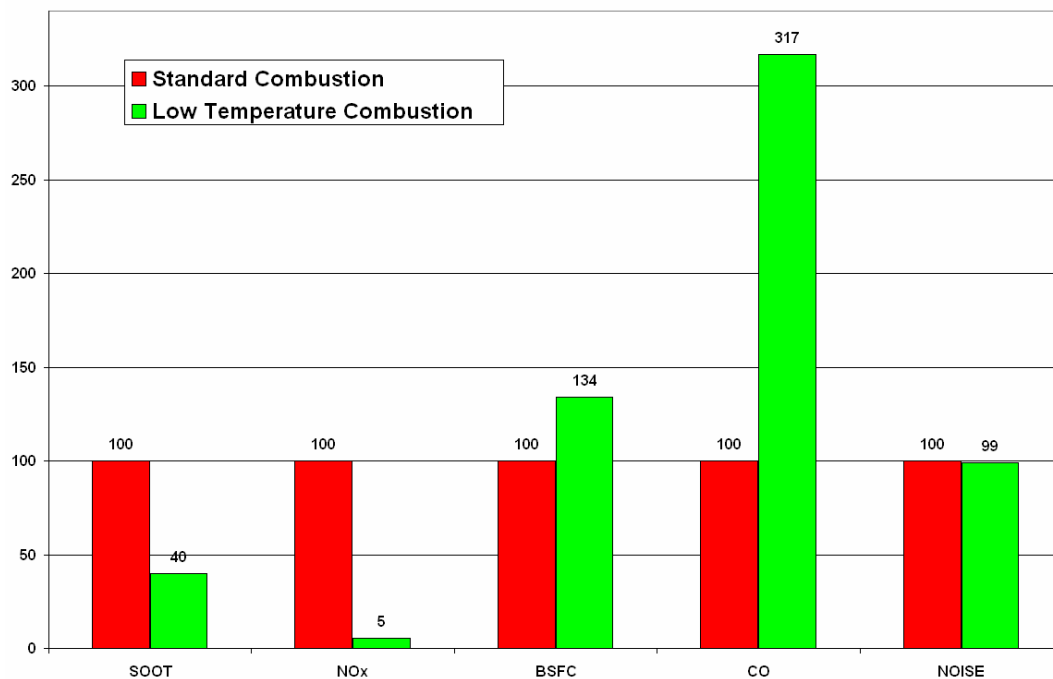


Figura 4.6-2: *Raffronto tra le emissioni di SOOT, NO_x e CO, tra i consumi specifici (BSFC) ed i rumori di combustione (Noise) ottenuti con la strategia di combustione standard (ROSSO) e quella alternativa (VERDE) per il punto operativo 1500 giri/min e 2 bar di p.m.e.*

Naturalmente un confronto di tal genere non è rappresentativo del funzionamento del motore in tutta la mappa giri-carico, ma è certamente utile a comprendere i vantaggi e le problematiche legati ai sistemi di combustione a bassa temperatura.

Dal grafico in figura 4.6-2 è immediato rendersi conto che, adottando le combustioni alternative possono facilmente ridursi le emissioni di particolato e quelle di ossido di azoto; d'altra parte, si nota un incremento delle emissioni di ossido di carbonio e del consumo specifico, dovuto ad una minore efficienza del processo di combustione.

Le stime indicano che risultati simili sono attendibili in tutto il campo di funzionamento del motore in cui è possibile adottare le strategie di combustione alternativa. Questa osservazione spiega la necessità di continuare lo studio e la ricerca su questi tipi di combustione, da una parte per allargarne il campo di applicazione, dall'altra per cercare di risolvere i problemi legati all'evidente svantaggio degli elevati consumi specifici.

Bibliografia

- [1] “Effect of EGR on Heat Release in Diesel Combustion” – N Ladommatos, S. M. Abdelhalim, H. Zhao, Z. Hu – SAE Paper no. 980184, 1998
- [2] “Il motore diesel per la trazione stradale” – C. Bertoli, M. Migliaccio – Rocco Curto Editore, 1989
- [3] “Internal Combustion Engine Fundamentals” – J.B. Heywood – McGraw-Hill, 2000
- [4] M. Migliaccio, R. Della Volpe – “Motori a Combustione Interna” – Liguori Editore. 2000
- [5] “A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging” – J. Dec – SAE Paper 970873, 1997
- [6]
- [7] “Homogeneous charge compression ignition (HCCI) of diesel fuel” – A. Gray, T. W. Ryan – SAE Paper no. 971676, 1997
- [8] “Mixture Formation and Combustion Control for Low Emission DI Diesel Combustion with HCCI-characterstics – E. Muller, A. Groenendijk – THIESEL 2002 Conference on Thermo and Fluid-dynamic Processes in Diesel Engines, 2002

CAPITOLO V

*Caratterizzazione del sistema di
combustione del pluricilindrico
prototipo*

Il programma di sperimentazione sul motore pluricilindrico ha riguardato in una prima fase, l'esecuzione di una serie di prove mirate alla caratterizzazione del motore con rapporto di compressione 16.5 con calibrazioni EURO IV dei parametri motoristici.

Sono state valutate, in definitiva, le prestazioni del motore in termini di parametri operativi (potenza erogata, rumore di combustione, consumo specifico, ecc.) ed emissioni inquinanti in cinque punti della mappa giri carico caratteristici del ciclo di omologazione ECE UDC+EUDC.

In particolare le condizioni operative del motore sono state analizzate mediante il classico trade-off tra particolato e ossidi di azoto al variare del tasso di EGR, mantenendo costante sia il valore del baricentro di combustione in un predefinito intervallo dell'angolo di manovella corrispondente al 50% della energia rilasciata durante la combustione, sia il rumore di combustione. Per realizzare ciò si è intervenuti sul valore della quantità iniettata dall'iniezione pilota e sull'anticipo dell'iniezione principale.

Inoltre, per ogni punto, il trade-off è stato ripetuto modificando il valore dello *swirl* indotto nel cilindro; in particolare è stato completamente aperto il condotto elicoidale in modo da realizzare il valore minimo possibile di *swirl* in camera di combustione. In tal modo, nelle differenti condizioni di giri e carico, si è potuto valutare l'effetto che lo *swirl* induce sulle prestazioni del motore.

A questa prima fase ne è seguita una seconda in cui l'attenzione è stata posta sul tentativo preliminare di applicare le strategie di combustione a bassa temperatura. In particolare, in questo regime di funzionamento, si sono valutate le prestazioni del motore in alcuni punti caratteristici della mappa giri-carico. Tale fase come sarà descritto di seguito, ha messo in evidenza tutti i vantaggi delle combustioni premiscelate; allo stesso tempo ha mostrato le difficoltà che le caratterizzano soprattutto nel controllo del tempo di ritardo all'accensione in funzione di una corretta premiscelazione.

Nel seguente capitolo verranno descritti, in maniera approfondita, i risultati ottenuti, in termini di prestazioni ed emissioni del motore, relativi alle due fasi sopra descritte.

5.1 Valutazione delle prestazioni del motore pluricilindrico al variare dell'EGR in combustione convenzionale

Come detto nel paragrafo introduttivo a tale capitolo, la prima fase della sperimentazione sul motore pluricilindrico ha riguardato la sua caratterizzazione in cinque punti prova della mappa giri-carico caratteristici del ciclo di omologazione ECE UDC+EUDC. Per tale motivo i punti operativi scelti sono quelli corrispondenti a 1500 giri/min con 2 e 5 bar di pressione media effettiva (p.m.e.); 2000 giri/min con 2 e 5 bar di p.m.e. ed infine quello corrispondente ad una velocità di rotazione pari a 2500 giri/min con 8 bar di p.m.e..

I valori dei parametri motoristici, eccetto l'EGR ovviamente, sono stati fissati pari a quelli corrispondenti alle calibrazioni EURO IV.

Come già accennato le prestazioni del motore sono state valutate tramite il classico trade-off tra ossidi di azoto e particolato al variare del tasso di EGR, mantenendo costante il valore del baricentro e del rumore di combustione, ambedue derivati dalle calibrazioni del motore di produzione.

In più in ogni punto caratteristico sono state svolte delle prove al variare del tasso di EGR mantenendo completamente aperto il condotto di aspirazione elicoidale. Tali test, condotti al valore minimo possibile di indice di swirl in camera di combustione, permettono di discriminare l'effetto dello swirl sulle prestazioni del motore in differenti condizioni di giri e carico.

Bisogna inoltre precisare che nel definire le nuove condizioni operative al variare dell'EGR, si sono poste alcune limitazioni: in primis il tasso di EGR è stato limitato all'insorgere di fenomeni di instabilità della combustione o di valori della fumosità allo scarico inaccettabili (>2 FSN); in seguito la quantità della pilota è stata limitata da un incremento inaccettabile dei consumi ($>5\%$).

Di seguito per ogni punto operativo saranno illustrate le prestazioni del motore in termini di:

- andamento delle pressioni indicate nel cilindro;
- della funzione rilascio del calore e della sua derivata;
- consumo specifico e rumore di combustione;
- emissioni di ossidi di azoto e particolato.

Per questioni di riservatezza i diagrammi di pressione e rilascio del calore saranno riportati senza riferimento angolare.

5.1.1 Punto operativo a 1500 giri/min e 2 bar di P.M.E

Il primo punto operativo testato è quello corrispondente ad una velocità di rotazione del motore pari a 1500 giri/min ed ad una pressione media effettiva di 2 bar.

In figura 5.1.1-1 e 5.1.1-2 sono riportati, rispettivamente, gli andamenti della pressione indicata e della corrente di energizzazione relativi al primo cilindro e la legge di rilascio del calore e la sua derivata al variare del tasso di EGR con valore dello *swirl* dettato dalle calibrazioni del motore di produzione EURO IV.

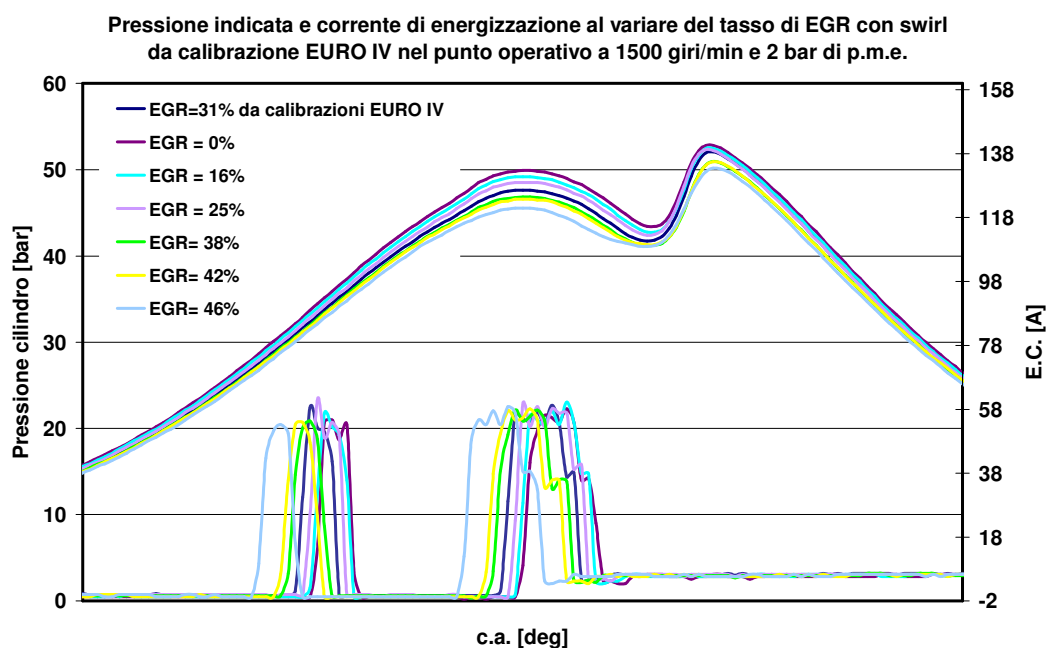


Figura 5.1.1-1: Pressione indicata e corrente di energizzazione per il punto operativo 1500 giri/min e 2 bar p.m.e. con swirl da calibrazione EURO IV al variare del tasso di EGR

Come noto dalla letteratura scientifica il ricircolo dei gas di scarico all'aspirazione comporta una variazione del calore specifico della miscela; questo si traduce, all'aumentare della concentrazione di esausti nel collettore di aspirazione, in una diminuzione delle pressioni e delle temperature caratteristiche della fase di compressione. Ciò determina, come si osserva dall'esame combinato della velocità di

rilascio del calore e del diagramma delle correnti di energizzazione dell'iniettore, un incremento del ritardo all'accensione con conseguente aumento della fase premiscelata fino a valori del tasso di ricircolo pari al 25%; si assiste ad una sua diminuzione per valori superiori. Infatti l'aumento della concentrazione di inerti in camera di combustione produce un abbassamento delle velocità di combustione ed una riduzione delle zone a rapporto aria-combustibile stechiometrico.

Tale fenomeno risulta essere amplificato dalla presenza dell'iniezione pilota: infatti al crescere del tasso di EGR la combustione pilota perde in efficienza, determinando un ulteriore abbassamento delle temperature e pressioni al momento dell'iniezione principale. Il crescente anticipo dell'iniezione pilota rispetto al PMS, comporta un aumento del tempo di ritardo all'accensione ed un conseguente impoverimento dei rapporti locali aria-combustibile; inoltre il rallentamento delle velocità di combustione causato dalla maggiore diluizione della carica giustifica la perdita di efficienza della combustione pilota.

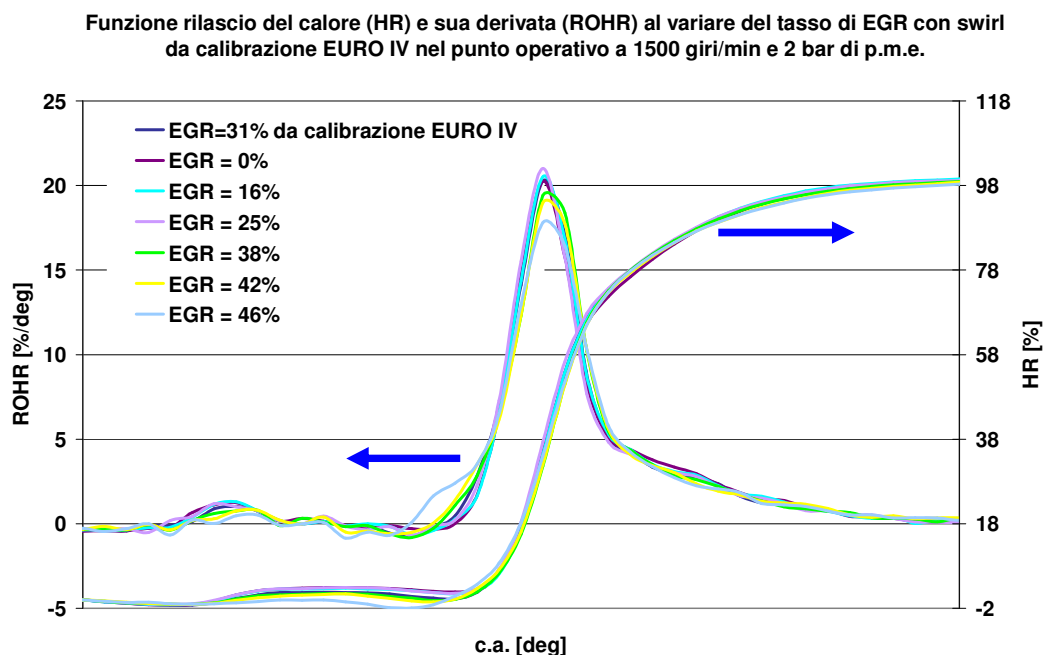


Figura 5.1.1-2: Rilascio del calore (HR) e sua derivata (ROHR) per il punto operativo 1500 giri/min e 2 bar p.m.e. con swirl da calibrazione EURO IV al variare del tasso di EGR

Tali fenomeni analizzando l'andamento della pressione indicata si traducono, per valori del tasso di EGR fino al 25%, in un incremento dei gradienti di pressione ed in

una modesta variazione della pressione massima del ciclo. Invece per valori del ricircolo superiori si osserva una contemporanea diminuzione del gradiente di pressione e del valore massimo.

Stesso effetto del tasso di EGR sulla pressione indicata e sulla velocità di rilascio del calore si nota, dall'esame delle figure 5.1.1-3 e 5.1.1-4, nelle prove effettuate aprendo completamente i condotti d'aspirazione elicoidali; in tal modo si realizza una riduzione del 50% dell'indice di swirl in camera di combustione. Ciò ha particolare effetto sulla combustione dell'iniezione pilota; infatti un moto d'aria intenso in camera di combustione determina, nel caso delle piccole quantità iniettate tipiche della "pilot", rapporti locali aria-combustibile fortemente magri che causano una diminuzione dell'efficienza di combustione.

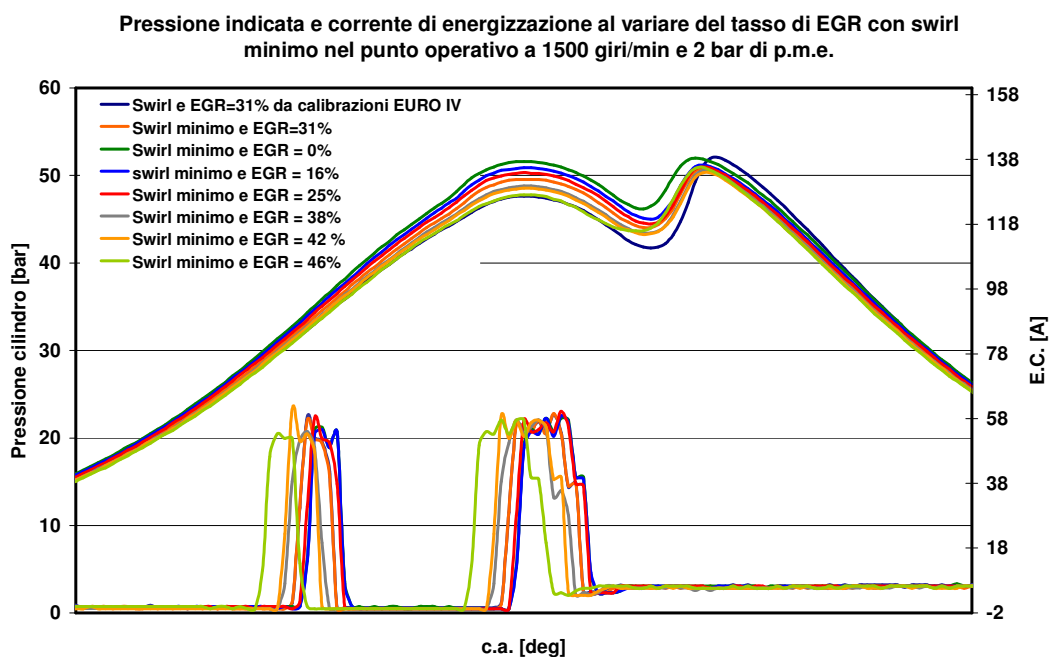


Figura 5.1.1-3: Pressione nel cilindro e corrente di energizzazione per il punto operativo 1500 giri/min e 2 bar p.m.e. con swirl minimo al variare del tasso di EGR e con swirl ed EGR da calibrazione EURO IV

L'analisi della velocità di rilascio del calore mostra, in corrispondenza della combustione pilota, a differenza delle condizioni operative a swirl elevato, solo una minima variazione sul picco, imputabile solo alla diluizione della carica.

Di interesse è invece valutare l'effetto della riduzione dello *swirl* sul processo di combustione nelle condizioni di giri e carico in esame con tasso di EGR derivato dalle calibrazioni EURO IV. Per tale motivo in figura 5.1.1-3 e 5.1.1-4 sono riportati i diagrammi relativi al punto operativo con valore di EGR e swirl da calibrazioni EURO IV.

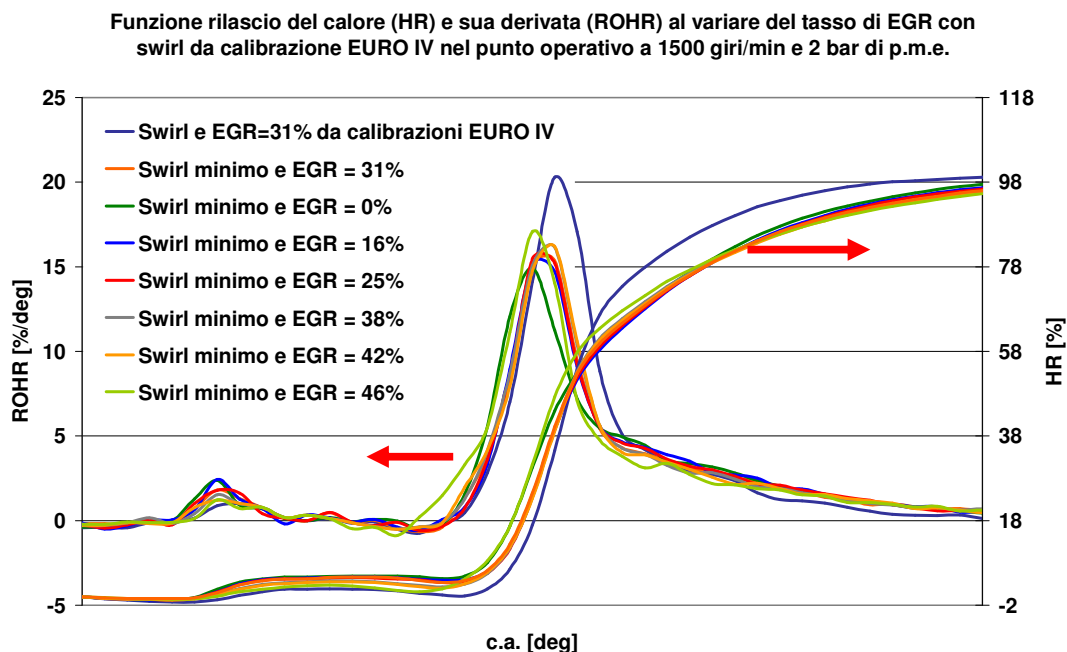


Figura 5.1.1-4: Rilascio del calore (HR) e sua derivata (ROHR) per il punto operativo 1500 giri/min e 2 bar p.m.e. con swirl minimo al variare del tasso di EGR e con swirl ed EGR da calibrazione EURO IV

Si nota analizzando gli andamenti della pressioni indicata che la perdita di carico indotta dalla valvola parzializzatrice comporta un peggiore riempimento del cilindro causando una riduzione della pressione di compressione. Ciò determina un incremento del ritardo all'accensione e, quindi, un maggiore gradiente di pressione frutto della migliore miscelazione del combustibile con l'aria.

Tali considerazioni vengono confermate dall'esame della funzione rilascio di calore e della sua derivata riportato in figura 5.1.1-4; infatti il maggiore ritardo all'accensione unito ad una maggiore miscelazione favoriscono lo svilupparsi di una combustione più premiscelata.

Si nota inoltre che la fase di ossidazione corrispondente alle condizioni di prova con indice di swirl maggiore, risulta essere più rapida determinando per questa

condizione una migliore efficienza di combustione. Questo però come si noterà dall'esame dei diagrammi in figura 5.1.1.7, non si traduce in un miglioramento dei consumi specifici a causa delle notevoli perdite di pompaggio dovute alla parzializzazione dell'aria aspirata.

In figura 5.1.1.5 sono riportati gli andamenti del trade-off ossidi di azoto (NO_x) e particolato (Soot) al variare del tasso di EGR per le due differenti condizioni di swirl (tratto continuo indice di swirl da calibrazione EURO IV, tratto discontinuo indice di swirl corrispondente a condotto elicoidale completamente aperto).

Sono inoltre riportate le aree che individuano, per il punto operativo in esame i valori limite di NO_x e soot, ammessi rispettivamente dalla normativa EURO IV e EURO V. Poiché il motore di produzione è omologato per la normativa EURO IV si ammette, che in ciascuna condizione steady-state (prova condotta con carico e giri costanti), le emissioni corrispondenti siano rappresentative dei limiti imposti dalla normativa. Segue che le emissioni del motore di produzione, nelle condizioni operative in esame, siano considerate rappresentative dei limiti EURO IV. A partire da quest'ultimi si ottengono i limiti dell'area EUROV mediante opportuni coefficienti (Soot: $\text{EUROV}=20\%$ di EUROIV ; NO_x : $\text{EUROV}=80\%$ di EUROIV) che tengono in conto della reale riduzione imposta dalla nuova normativa.

La rappresentazione delle suddette aree serve per valutare le condizioni operative del motore rispetto ai limiti EURO IV ed EURO V.

Dall'esame dei diagrammi riportati in figura 5.1.1-5 si nota, come con indice di swirl elevato derivato dalle calibrazioni EURO IV, il fumo sia insensibile alle variazioni di EGR mantenendo un valore comunque basso. Infatti il più intenso moto d'aria che si instaura all'interno del cilindro, favorisce una migliore miscelazione tra aria e combustibile, che evita la formazione di zone ricche di combustibile e, inoltre, migliora il processo di ossidazione del particolato. Allo stesso tempo la diluizione della carica con inerti, abbassando le temperature di combustione, rallenta il processo di formazione degli ossidi di azoto.

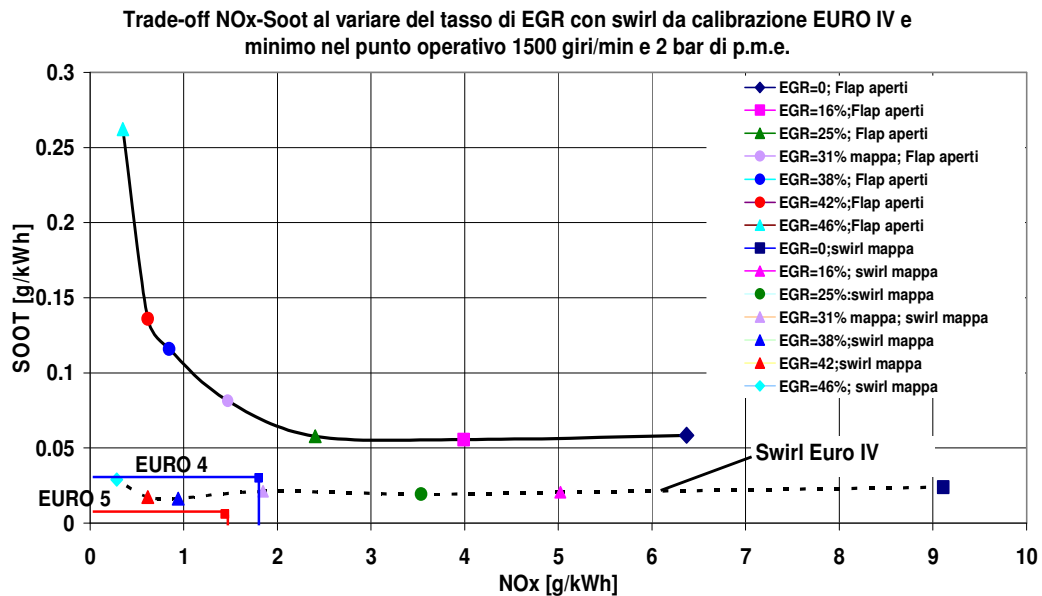


Figura 5.1.1-5: Trade-off NO_x – Soot per il punto operativo 1500 giri/min e 2 bar di p.m.e. al variare del tasso di EGR con swirl minimo (----) e swirl e da calibrazione EURO IV (- - -)

Inoltre è possibile notare come nel punto prova in esame solo con indice di swirl elevato è possibile rientrare nei limiti EURO IV; infatti in condizioni di condotto elicoidale completamente aperto, per ciascun tasso di EGR, le minori velocità dell'aria non permettono un ottimale utilizzo dell'ossigeno a disposizione rallentando le velocità di ossidazione del soot. Tale fenomeno si acuisce a EGR elevati dove si somma la riduzione delle concentrazioni di ossigeno nel cilindro.

Infine l'utilizzo di un alto valore di swirl in camera di combustione permette di avvicinare i limiti EURO V senza effettuare sostanziali modifiche al motore.

In figura 5.1.1-6 sono riportati i valori dei consumi specifici (BSFC) e del rumore di combustione (Noise) al variare del tasso di EGR con *swirl* da calibrazione EURO IV.

Risulta evidente, per quanto detto, che all'aumentare della concentrazione dei gas ricircolati all'aspirazione diminuisce l'efficienza del motore.

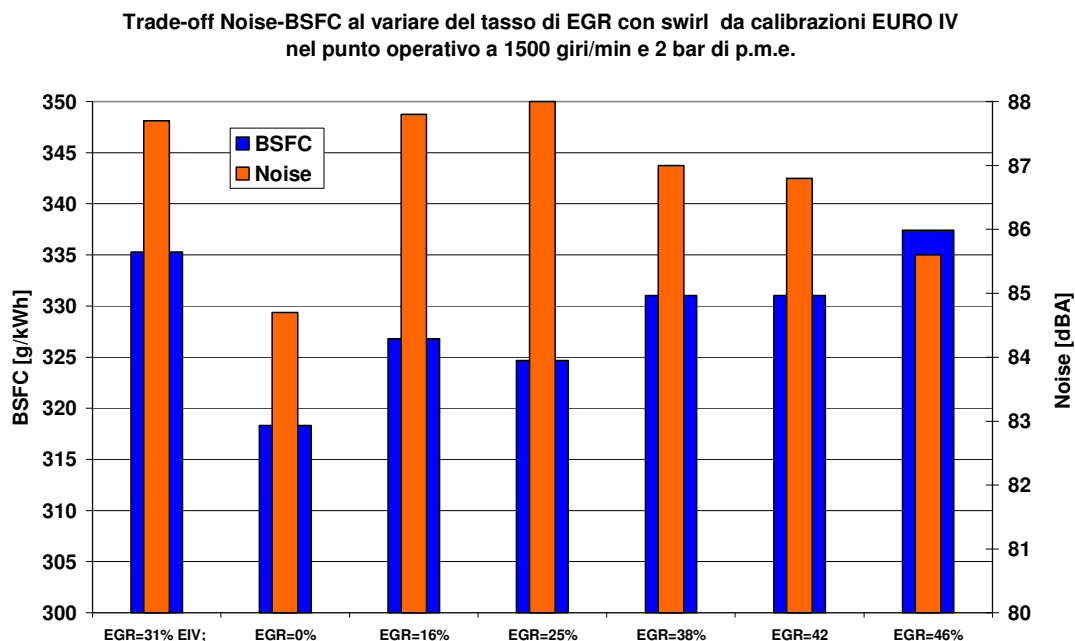


Figura 5.1.1-6: Trade-off Noise –BSFC per il punto operativo 1500 giri/min e 2 bar di p.m.e. al variare del tasso di EGR con swirl da calibrazione EURO IV

Per quanto concerne il rumore di combustione il suo valore minimo assoluto si ha in corrispondenza di assenza di EGR dove la minore premiscelazione dovuta, come detto, a temperature e a pressioni maggiori in camera di combustione all'atto dell'iniezione, determina di conseguenza minori gradienti di pressione. Aumentando il tasso di EGR il rumore di combustione segue lo stesso andamento della combustione della fase premiscelata; ne risultano valori crescenti fino al 25% di massa ricircolata, valori decrescenti per percentuali più elevate.

Stesso trade-off tra rumore di combustione e consumo specifico è riportato in figura 5.1.1-7, al variare del tasso di EGR per le prove effettuate con condotto elicoidale completamente aperto.

Minime sono le differenze in termini di consumi e rumore tanto da poter affermare che in tali condizioni, da questo punto di vista, il motore è poco sensibile al variazione del tasso di EGR.

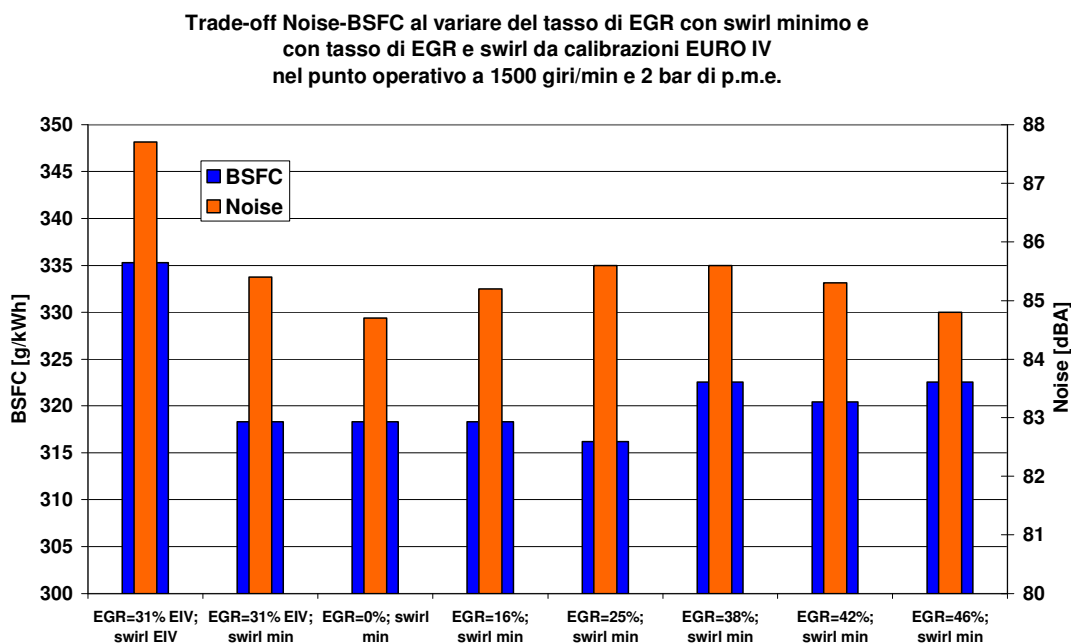


Figura 5.1.1-7: Trade-off Noise –BSFC per il punto operativo 1500 giri/min e 2 bar di p.m.e. al variare del tasso di EGR con swirl minimo e con swirl ed EGR da calibrazione EURO IV

Da annotare sempre riferendosi allo stesso diagramma la differenza, a pari condizioni di EGR (calibrazione EURO IV), tra le prestazioni del propulsore a differenti posizioni angolari della farfalla nel condotto elicoidale.

La perdita di carico indotta dalla strozzatura all'aspirazione con conseguente riduzione del riempimento del motore, si traduce istantaneamente in un incremento sensibile dei consumi. Il maggior ritardo all'accensione e la migliore polverizzazione della massa di combustibile iniettato si traducono in un incremento dei gradienti di pressione e quindi del rumore di combustione.

5.1.2 Punto operativo a 1500 giri/min e 5 bar di P.M.E

Il secondo punto operativo testato è quello corrispondente ad una velocità di rotazione del motore pari a 1500 giri/min ed ad una pressione media effettiva di 5 bar. In figura 5.1.2-1 e 5.1.2-2 sono riportati, rispettivamente, gli andamenti della pressione indicata e della corrente di energizzazione relativi al primo cilindro e la legge di rilascio

del calore e la sua derivata al variare del tasso di EGR con valore dello *swirl* imposto dalla calibrazione del motore di produzione EURO IV.

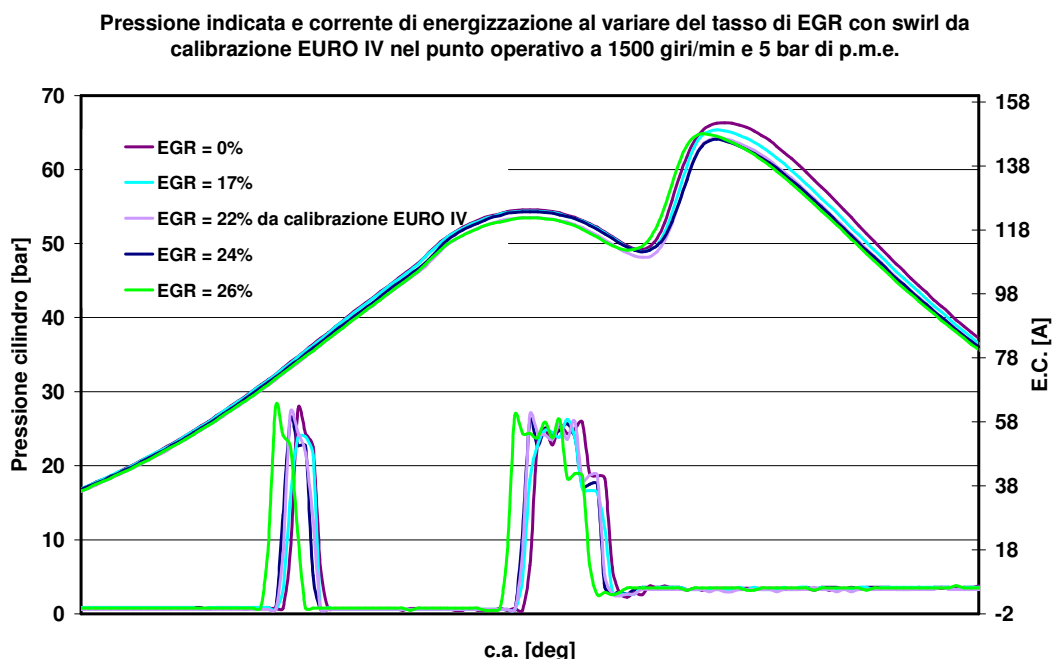


Figura 5.1.2-1: Pressione nel cilindro e corrente di energizzazione per il punto operativo 1500 giri/min e 5 bar p.m.e. con swirl da calibrazione EURO IV al variare del tasso di EGR

Inizialmente osserviamo dal diagramma di rilascio del calore in figura 5.1.2-2, che a differenza del punto operativo 1500 giri/min e 2 bar di p.m.e. con parametri motoristici da calibrazioni EURO IV, la combustione dell'iniezione pilota è minimamente influenzata dal tasso di ricircolo dei gas; rispetto alle condizioni operative sopra citate, risulta essere meno ampio l'intervallo di variazione dell'EGR, ridotto lo swirl in camera di combustione nonché maggiori sono le quantità iniettate. In tal modo risulta essere notevolmente ridotto il fenomeno di impoverimento locale della miscela, responsabile della perdita di efficienza della pilota.

Di conseguenza, rispetto al punto operativo citato, risultano essere trascurabili le influenze della combustione pilota su quella principale.

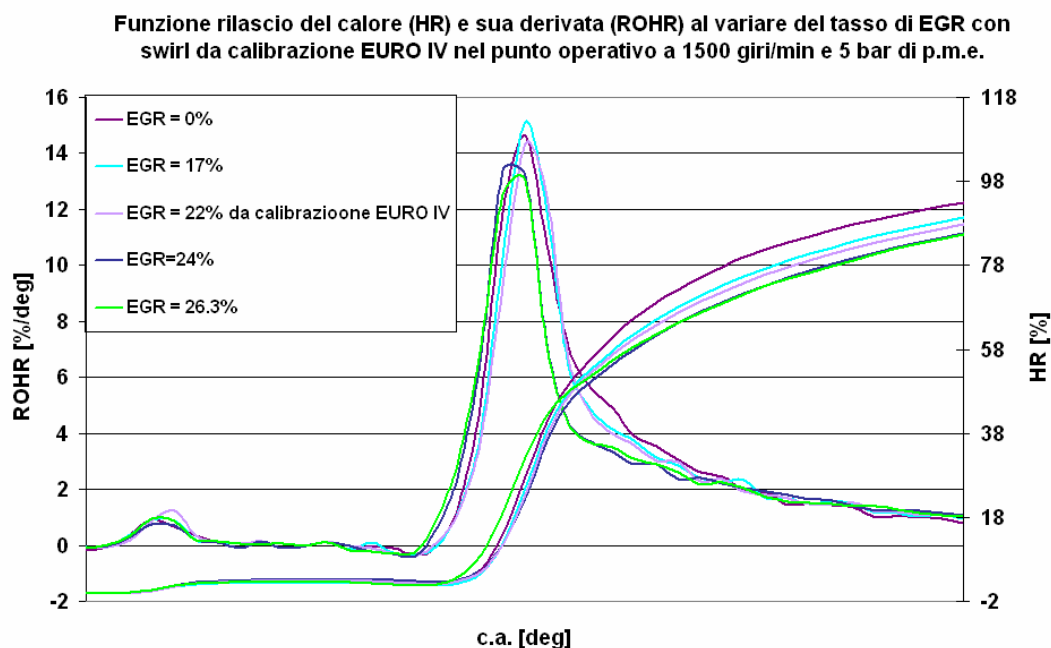


Figura 5.1.2-2: Rilascio del calore (HR) e sua derivata (ROHR) per il punto operativo 1500 giri/min e 5 bar p.m.e. con swirl da calibrazione EURO IV al variare del tasso di EGR

Si osserva sempre dall'esame dell'andamento della velocità di rilascio del calore che la frazione premiscelata della combustione principale cresce all'aumentare del tasso di EGR fino a percentuali di ricircolo del 17%. In queste condizioni la maggiore quantità iniettata determina una fase premiscelata più pronunciata. Ciò a causa della presenza degli inerti nel cilindro, provoca sul ciclo di pressione una leggera diminuzione del suo valore massimo.

Per valori del tasso di ricircolo superiori la fase premiscelata decresce; ciò è indice di minori velocità di combustione a causa della maggiore concentrazione di inerti e maggior estensione di zone in camera di combustione a rapporto aria-combustibile magro.

Ciò però si traduce in minime variazioni della pressione durante la combustione principale.

Per le condizioni operative con condotto elicoidale completamente aperto si possono trarre, dall'analisi del ciclo indicato (figura 5.1.2-3) e della legge di rilascio del calore (figura 5.1.2-4), interessanti indicazioni sull'evoluzione della combustione a seguito quindi, di una riduzione dell'indice di swirl del 20%.

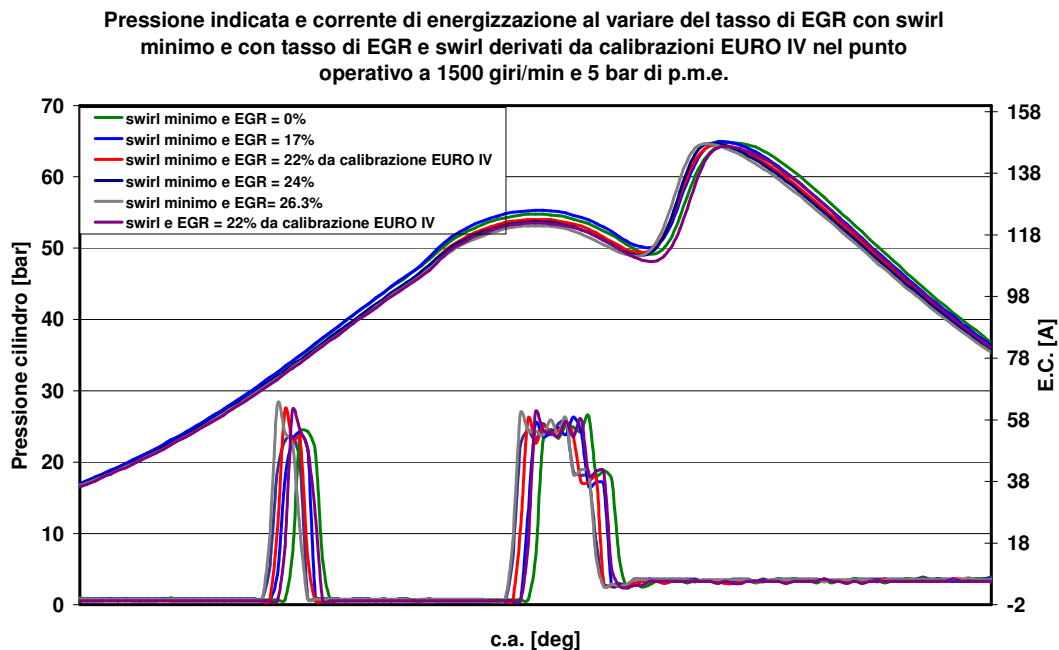


Figura 5.1.2-3: Pressione nel cilindro e corrente di energizzazione per il punto operativo 1500 giri/min e 5 bar p.m.e. con swirl minimo al variare del tasso di EGR e con swirl e tasso di EGR derivati dalle calibrazioni EURO IV

Si nota immediatamente che la combustione pilota non varia all'aumentare del tasso di EGR; infatti maggiori quantità iniettate bilanciano la perdita di efficienza dovuta alla diluizione della carica. Ciò determina minime variazioni sulla fase di compressione per lo più dovute alla presenza di CO_2 e H_2O nel cilindro.

Dall'analisi della combustione principale si nota che la quantità di combustibile che brucia in maniera premiscelata è frutto di effetti contrastanti che come detto più volte sono legati alla diluizione della carica con inerti, alla quantità di combustibile che premiscela prima dell'accensione e all'estensione delle zone in camera di combustione a rapporto aria-combustibile prossimo allo stechiometrico.

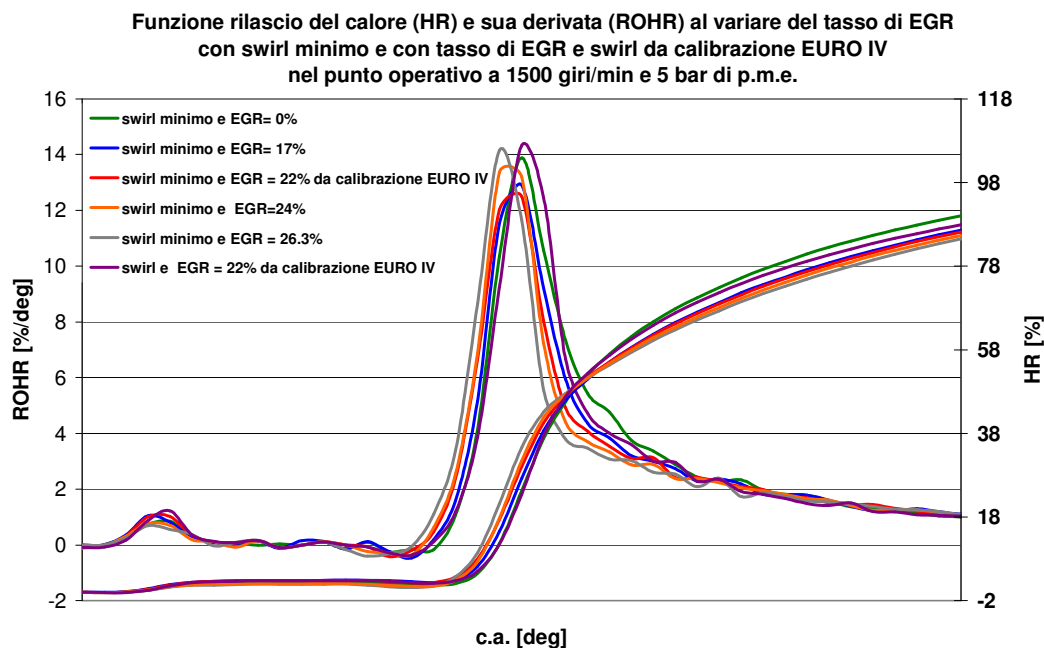


Figura 5.1.2-4: Rilascio del calore (HR) e sua derivata (ROHR) per il punto operativo 1500 giri/min e 2 bar p.m.e. con swirl minimo al variare del tasso di EGR e con swirl e tasso di EGR da calibrazioni EURO IV

Si nota, comunque, in queste condizioni operative, che la variazione dell'anticipo dell'iniezione è più sensibile alle variazioni di EGR rispetto alle condizioni operative con swirl da calibrazione EURO IV. Infatti un moto d'aria più intenso all'interno della camera di combustione favorisce la miscelazione con il combustibile riducendo l'aumento del tempo di ritardo all'accensione dovuto all'EGR.

I differenti anticipi di iniezione e le differenti fasi premiscelate non influenzano l'andamento del ciclo di pressione.

L'analisi del diagramma di figura 5.1.2.4 permette di affermare, come visto per il punto operativo a 1500 giri/min e 2 bar di p.m.e., che la chiusura della valvola parzializzatrice per il controllo dello swirl determina, come ormai noto, un incremento della frazione premiscelata e quindi un'efficienza di combustione maggiore che si traduce in angoli di combustione più contenuti.

L'analisi del trade-off NO_x -Soot riportato in figura 5.1.2-5 mostra come, a differenza del punto operativo a 1500 giri/min e 2 bar di p.m.e., la riduzione dell'indice di swirl del 20% non ne influenza sostanzialmente l'andamento. Nella figura citata sono riportate le aree relative ai limiti EURO IV e EURO V corrispondenti alle condizioni di

giri e carico in esame; la metodologia implementata per la loro determinazione è stata discussa nel precedente paragrafo.

È evidente che nelle condizioni operative sperimentate solo in condizioni di EGR pari al 22% le emissioni di soot e NO_x sono compatibili con i limiti imposti. Allo stesso modo è palese valutare come le suddette condizioni operative siano lontane dai valori ammessi per un'effettuazione adempimento della normativa EURO V.

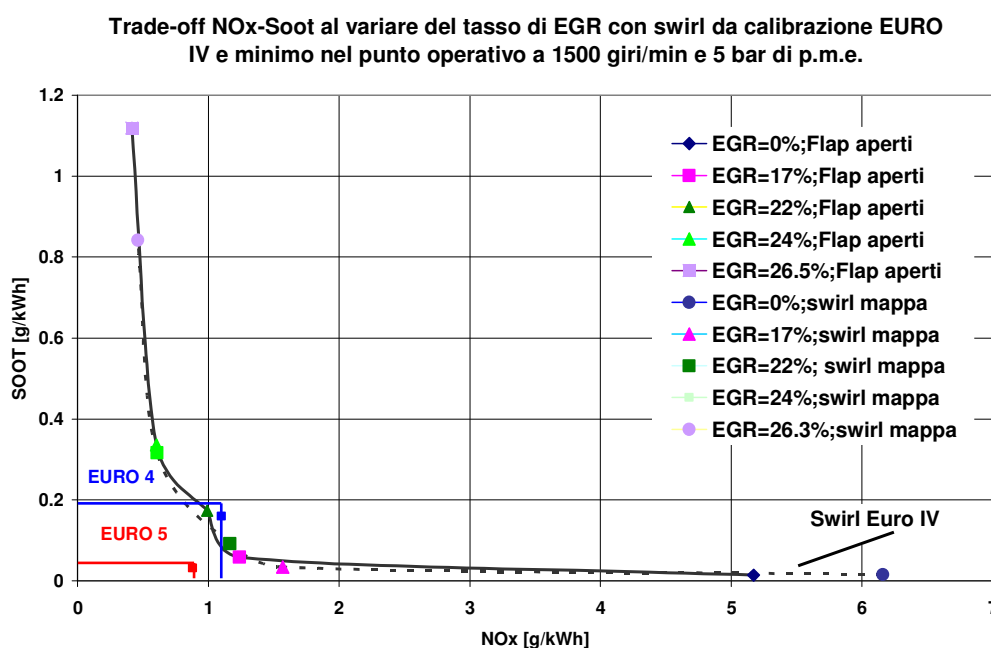


Figura 5.1.2-5: Trade-off NO_x – Soot per il punto operativo 1500 giri/min e 5 bar di p.m.e. al variare del tasso di EGR con swirl da calibrazione EURO IV (---) e swirl minimo (-----)

L'analisi del trade-off rumore-consumo specifico per le condizioni operative a swirl da calibrazione EURO IV (figura 5.1.2-6), evidenzia una perdita di efficienza del motore al salire della percentuale di gas di scarico immessa nel collettore; di contro il rumore di combustione, le cui variazioni sono minime, segue l'andamento dell'intensità della fase premiscelata raggiungendo valori minimi per i tassi di EGR massimi.

Allo stesso modo per le condizioni operative a condotto elicoidale completamente aperto (figura 5.1.2-7), si assiste ad un peggioramento dei consumi specifici, mentre si osserva un incremento del rumore di combustione a tassi di EGR elevati, a seguito della maggiore premiscelazione della carica.

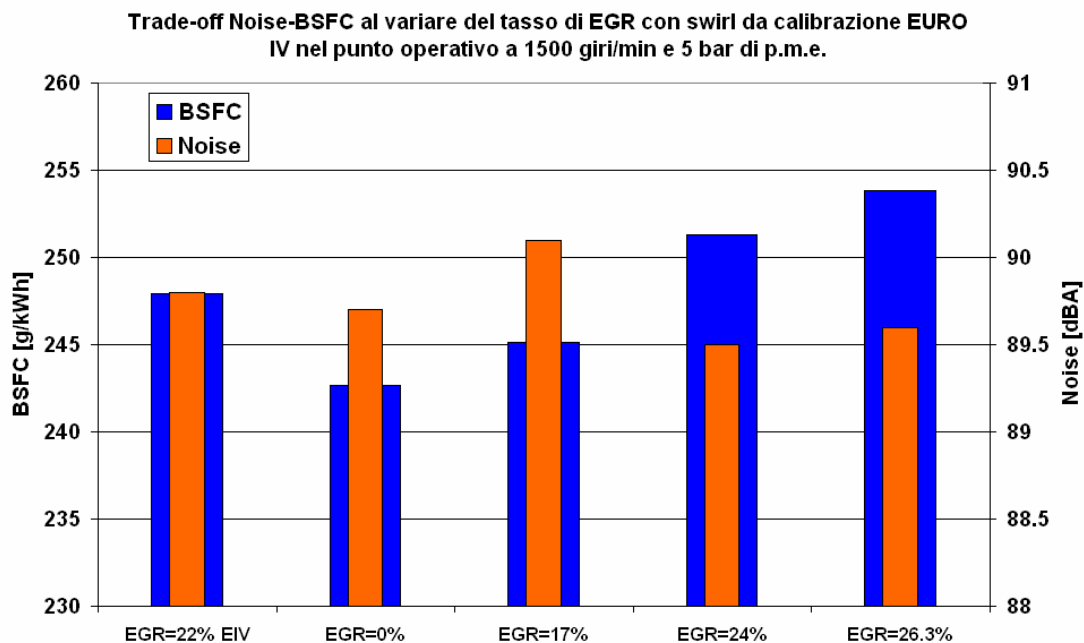


Figura 5.1.2-6: Trade-off Noise –BSFC per il punto operativo 1500 giri/min e 5 bar di p.m.e. al variare del tasso di EGR con swirl di mappa

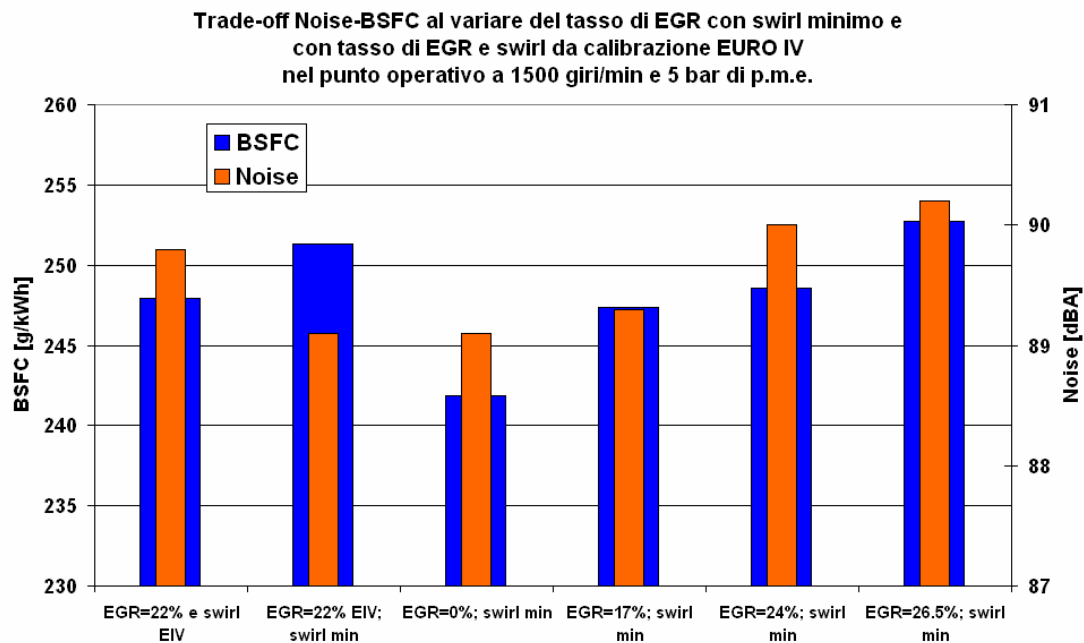


Figura 5.1.2-7: Trade-off Noise –BSFC per il punto operativo 1500 giri/min e 5 bar di p.m.e. al variare del tasso di EGR con swirl minimo e con tasso di EGR e swirl da calibrazioni EURO IV

Infine confrontando i punti operativi a pari EGR e differente swirl, si nota che un incremento del 20% dell'indice di swirl, causa un rumore di combustione più elevato e un rendimento maggiore: in tali condizioni la maggiore efficienza di combustione consente di superare le ridotte perdite di pompaggio favorendo un incremento dell'indice di efficienza globale del motore.

5.1.3 Punto operativo a 2000 giri/min e 2 bar di P.M.E

Il terzo punto in esame è quello corrispondente ad una velocità angolare di 2000 giri/min ed una pressione media effettiva di 2 bar.

Nelle figure seguenti sono riportati rispettivamente in funzione dell'angolo di manovella la pressione indicata nel cilindro e la corrente di energizzazione dell'iniettore (5.1.3-1), la legge di rilascio del calore e la sua derivata (5.1.3-2) relativi al primo cilindro al variare del tasso di EGR con indice di swirl imposto dalle calibrazioni del motore di serie.

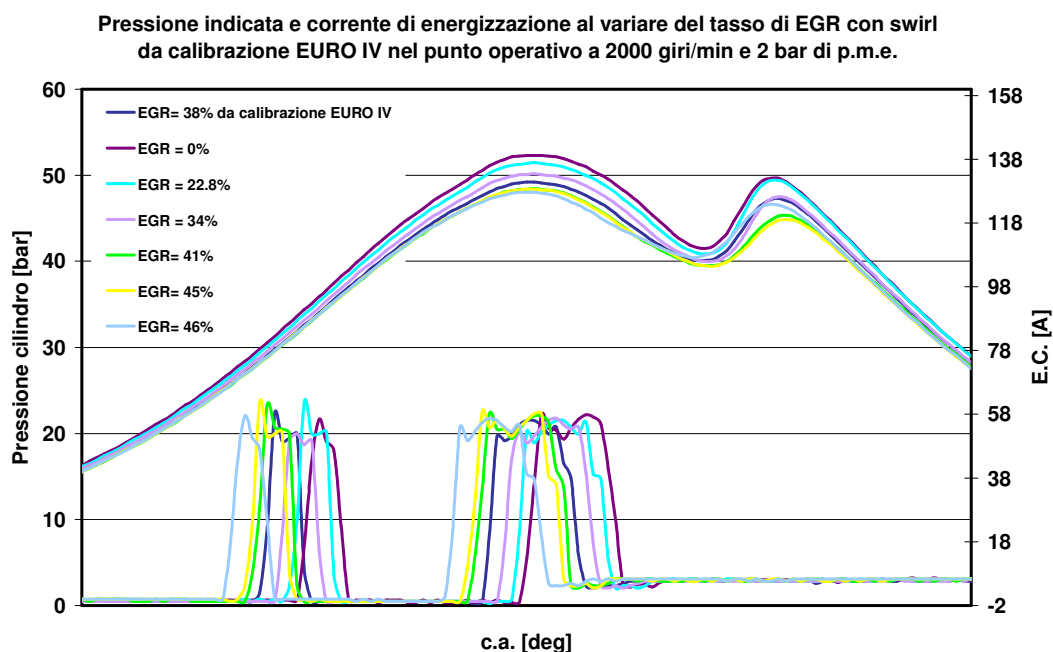


Figura 5.1.3-1: Pressione nel cilindro e corrente di energizzazione per il punto operativo 2000 giri/min e 2 bar p.m.e. con swirl da calibrazioni EURO IV al variare del tasso di EGR

L'analisi della funzione velocità di rilascio del calore evidenzia, così come visto per il punto operativo a 1500 giri/min e 2 bar di p.m.e., che al crescere della

concentrazione di inerti nel cilindro, diminuisce l'efficienza della combustione pilota; tale fenomeno è inoltre amplificato, osservando il diagramma delle correnti di energizzazione dell'iniettore, dal crescente anticipo, rispetto al PMS, che caratterizza l'iniezione pilota e quindi dalle peggiori condizioni di pressione e temperatura che caratterizzano il suo istante di iniezione; a ciò si aggiunge l'elevato valore di swirl che determina una maggiore distribuzione del combustibile in camera di combustione con rapporti locali molto magri.

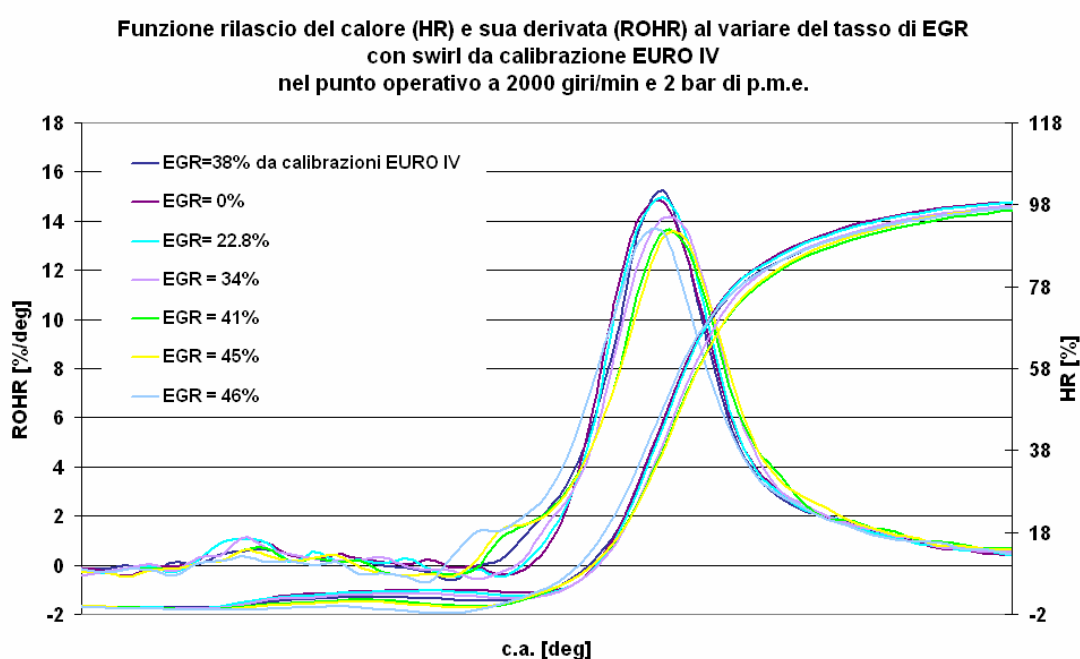


Figura 5.1.3-4: Rilascio del calore (HR) e sua derivata (ROHR) per il punto operativo 2000 giri/min e 2 bar p.m.e. con swirl da calibrazioni EURO IV al variare del tasso di EGR

Quindi combustioni della pilota sempre meno efficienti e concentrazioni crescenti di inerti in camera di combustione, provocano una riduzione sensibile della pressione indicata nell'intorno del PMS all'aumentare del tasso di EGR.

La combustione principale ed in particolare la sua velocità di rilascio del calore è influenzata da alcuni parametri: come visto per le condizioni operative descritte nei precedenti paragrafi, la fase premiscelata e, quindi, la sua intensità sono il bilancio di diversi effetti contrapposti; la prima variazione dal tasso di EGR (0% - 23%) non determina variazioni della fase premiscelata; questo dovuto all'incremento del ritardo all'accensione e all'incremento di quantità iniettata (vedi figura 5.1.3-6 dove è riportato

il trade-off BSFC-Noise al variare dell'EGR) che sono bilanciati dalla maggiore presenza di inerti in camera. Per il tasso di EGR immediatamente successivo (EGR 34%) si assiste ad una leggera diminuzione del valore massimo della velocità di rilascio del calore; ciò perché, a fronte di un maggiore tempo per la premiscelazione della carica, la maggiore diluizione riduce la velocità di combustione e la densità di zone a rapporto aria-combustibile stechiometrico.

Per il valore di EGR di mappa (38%) si nota un sensibile anticipo della combustione verso il punto morto superiore che determina, unitamente ad un'introduzione maggiore di combustibile, un picco della fase premiscelata confrontabile con quello relativo a tassi di EGR più bassi.

Per valori superiori del tasso di EGR (>38%) si assiste ad un progressivo anticipo della fase di combustione con relativa diminuzione della fase premiscelata a fronte, comunque, di un ulteriore aumento della quantità iniettata (figura 5.1.3-6).

Il valore della pressione massima corrispondente alla combustione principale, come si evince dall'esame del diagramma di figura 5.1.3-1, è legato strettamente all'intensità della frazione premiscelata e alla sua saturazione rispetto al PMS.

Di seguito sono riportati i diagrammi della pressione indicata e della corrente di energizzazione dell'iniettore (5.1.3-3) e della legge di rilascio del calore e della sua derivata (5.1.3-4) al variare del tasso di EGR con condotto elicoidale completamente aperto. È stato stimato che tale configurazione comporta una riduzione dell'indice di swirl del 60%.

Così come visto per il punto operativo a 1500 giri/min e 2 bar di p.m.e., l'apertura del condotto elicoidale comporta minori velocità dell'aria all'interno del cilindro; per l'iniezione pilota, viste le ridotte quantità introdotte, ciò evita un eccessivo impoverimento dei rapporti locali aria-combustibile al crescere del tasso di EGR. Segue che l'efficienza della combustione pilota subisce minime variazioni nelle diverse condizioni di ricircolo.

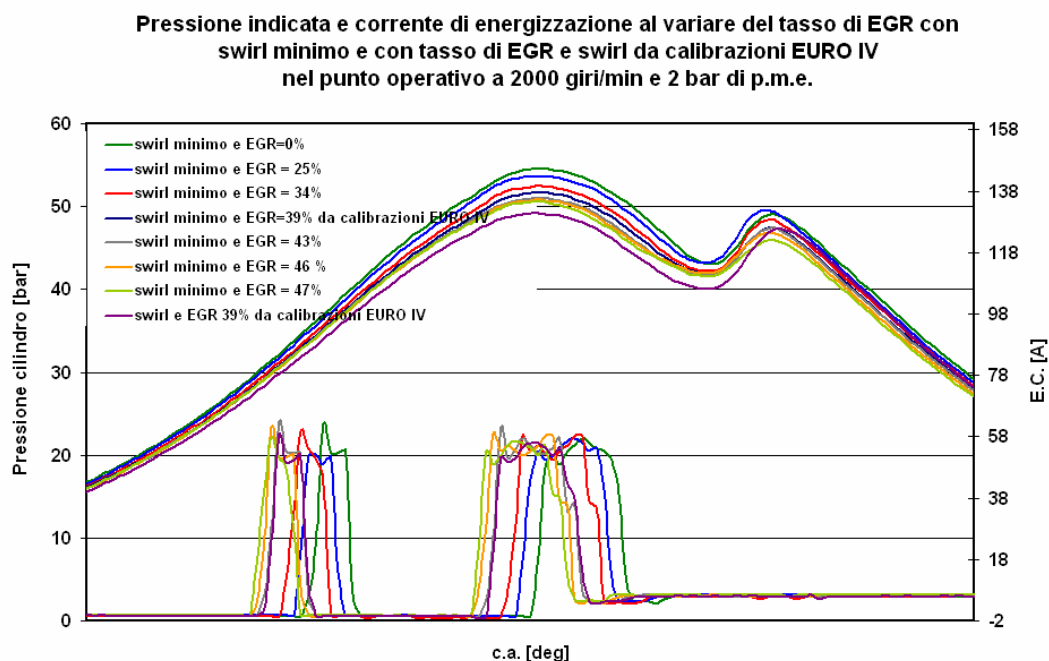


Figura 5.1.3-3: Pressione nel cilindro e corrente di energizzazione per il punto operativo 2000 giri/min e 2 bar p.m.e. con swirl minimo al variare del tasso di EGR e con swirl e tasso di EGR da calibrazione EURO IV

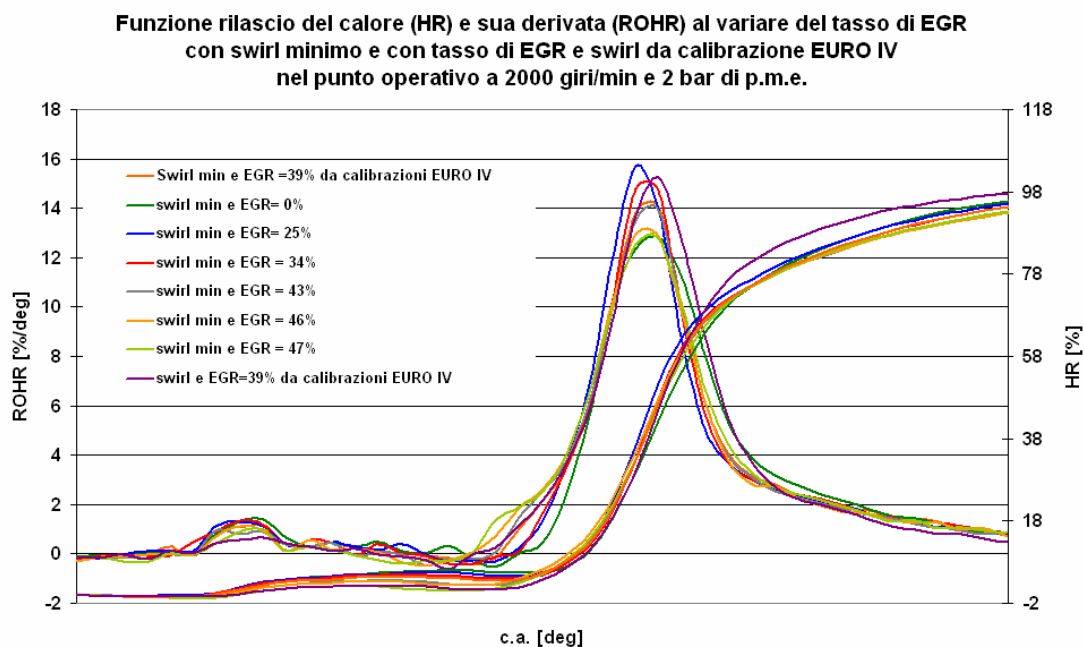


Figura 5.1.3-4: Rilascio del calore (HR) e sua derivata (ROHR) per il punto operativo 2000 giri/min e 2 bar p.m.e. con swirl minimo al variare del tasso di EGR e con swirl e tasso di EGR da calibrazione EURO IV

L'incremento di indice di swirl, ottenuto parzializzando il condotto elicoidale, favorisce una migliore premiscelazione della carica e, allo stesso tempo, una migliore fase di ossidazione individuata da una minore durata della combustione. Purtroppo un migliore rendimento di combustione non si traduce in un aumento dell'efficienza globale del motore; infatti l'analisi della figura 5.1.3-7, mostra come in tali condizioni di carico, le maggiori perdite di lavaggio, dovute alla parziale chiusura del condotto elicoidale, sono tali da annullare i benefici di un miglior processo di combustione; ne segue un incremento dei consumi specifici.

Osservando figura 5.1.3-5, in cui è riportato il trade-off NO_x -soot al variare del tasso di EGR e per i due valori di swirl scelti, è palese intuire come la migliore miscelazione aria-combustibile determini la riduzione del particolato e un incremento degli ossidi di azoto. Si nota inoltre che la fumosità allo scarico in condizioni di swirl elevato si mantiene pressochè costante per tutti i valori di EGR; questo permette di affermare, così come avvenuto per il punto operativo a 1500 giri/min e 2 bar di p.m.e., che solo in condizioni di elevato swirl in camera di combustione è possibile rientrare nei limiti imposti con l'applicazione della normativa EURO IV.

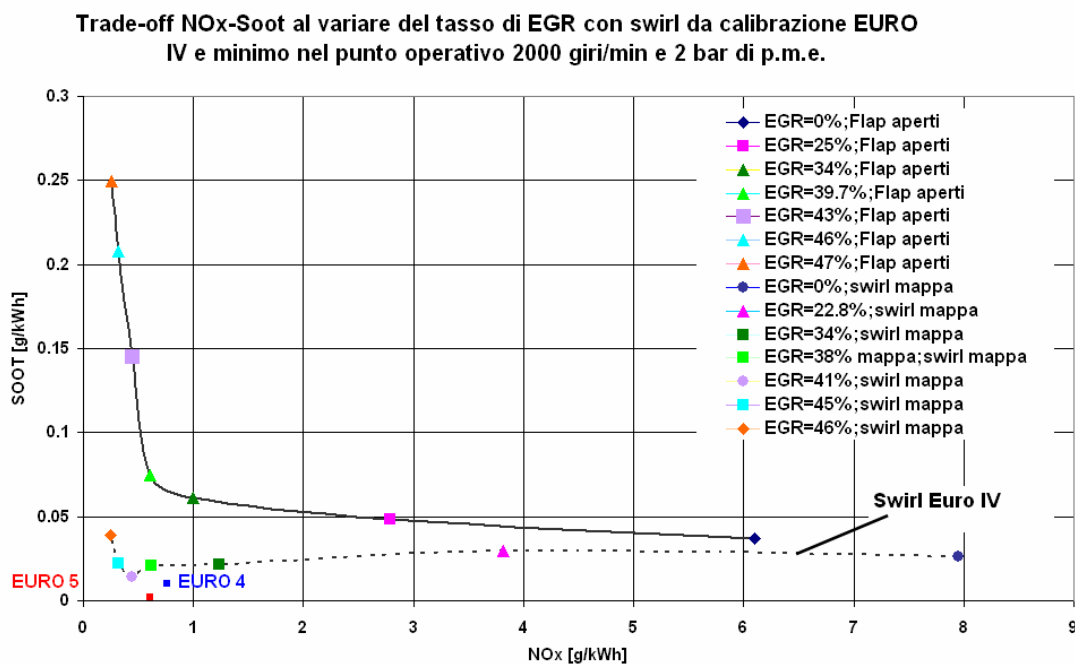


Figura 5.1.3-5: Trade-off NO_x – Soot per il punto operativo 2000 giri/min e 2 bar di p.m.e. al variare del tasso di EGR con swirl da calibrazioni EURO IV (—) e swirl minimo (-----)

Come già accennato nei paragrafi precedenti, osservando figura 5.1.3.6, il rumore di combustione segue l'andamento del picco di premiscelazione mentre comunque i consumi peggiorano all'aumentare del tasso di ricircolo nelle condizioni operative caratterizzate da indice di swirl più elevato.

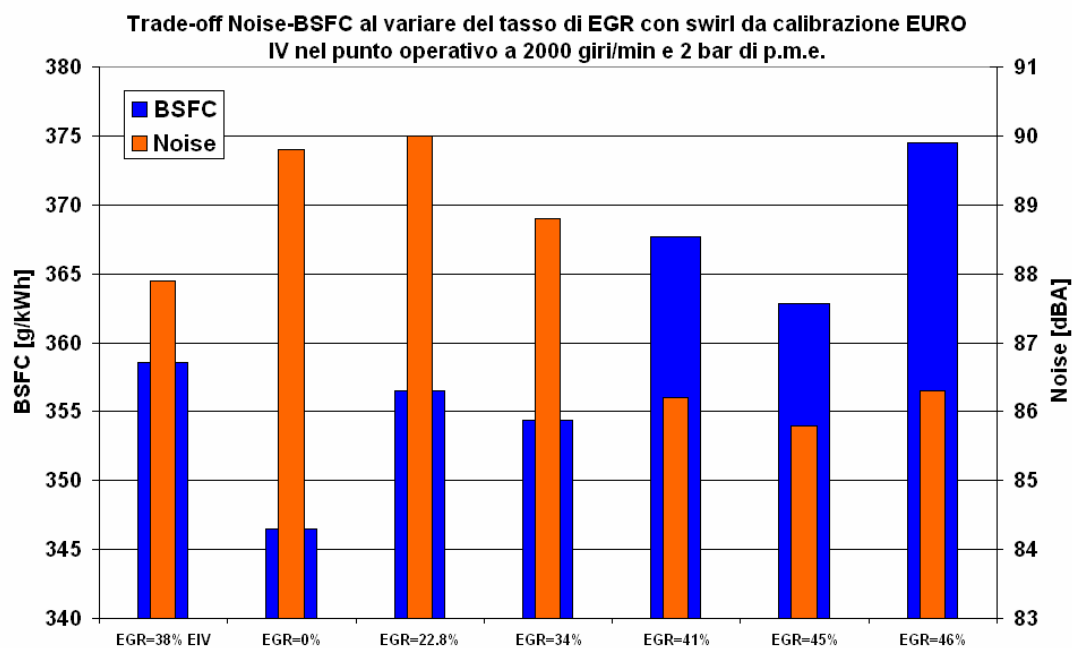


Figura 5.1.3-6: Trade-off Noise –BSFC per il punto operativo 2000 giri/min e 2 bar di p.m.e. al variare del tasso di EGR con swirl da calibrazione EURO IV

Riferendosi alla figura 5.1.3-7, dove è riportato il trade-off rumore-consumo specifico per condizioni operative con condotto elicoidale completamente aperto, valgono le considerazioni fatte in precedenza: un incremento dei consumi specifici ed una diminuzione del rumore di combustione per i tassi di EGR più elevati

Sempre analizzando la suddetta figura il confronto tra punti operativi a pari EGR (da calibrazione EURO IV) e swirl differenti, evidenzia che, in condizioni di condotto elicoidale completamente aperto, si registra un valore più basso sia di rumore che di consumo specifico; ciò è dovuto ad una meno intensa fase premiscelata ed a minori perdite di pompaggio.

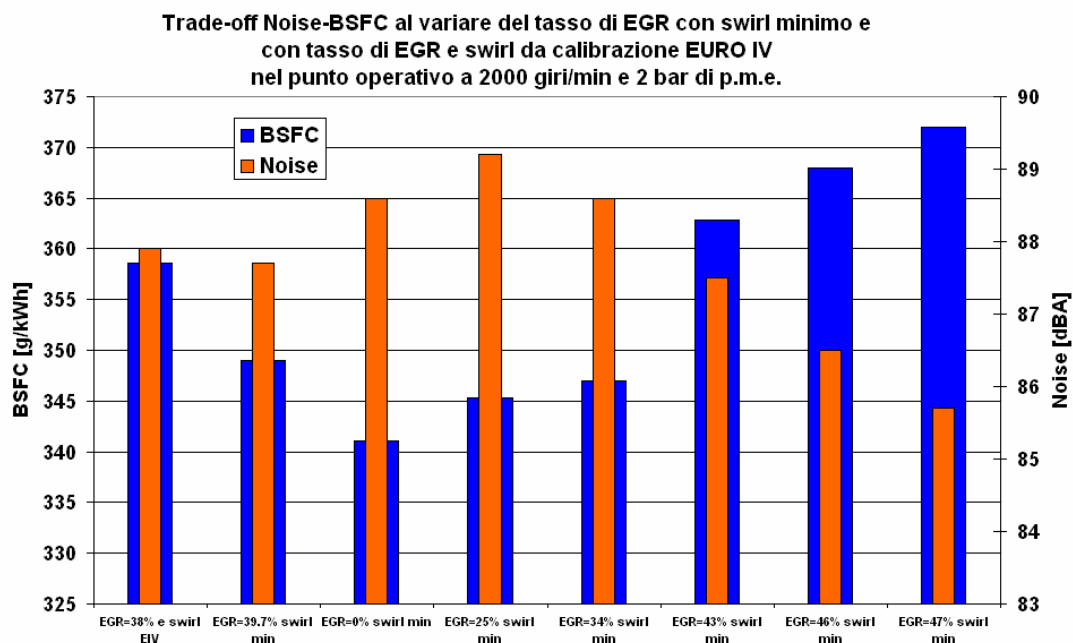


Figura 5.1.3-7: Trade-off Noise –BSFC per il punto operativo 2000 giri/min e 2 bar di p.m.e. al variare del tasso di EGR con swirl minimo e con tasso di EGR e swirl da calibrazione EURO IV

5.1.4 Punto operativo a 2000 giri/min e 5 bar di P.M.E

In questo paragrafo verranno descritti gli effetti della percentuale di ricircolo dei gas di scarico e dell'indice di swirl nel punto operativo corrispondente a 2000 giri/min come velocità angolare e 5 bar di p.m.e.. Le prove di confronto sono state effettuate cercando di mantenere lo stesso baricentro di combustione e lo stesso rumore delle calibrazioni EURO IV. Di seguito sono riportati in funzione dell'angolo di manovella la pressione indicata e la corrente di energizzazione (figura 5.1.4-1), la legge di rilascio del calore e la sua derivata (figura 5.1.4-2) per il primo cilindro al variare dell'EGR con indice di swirl imposto dalle calibrazioni del motore di serie.

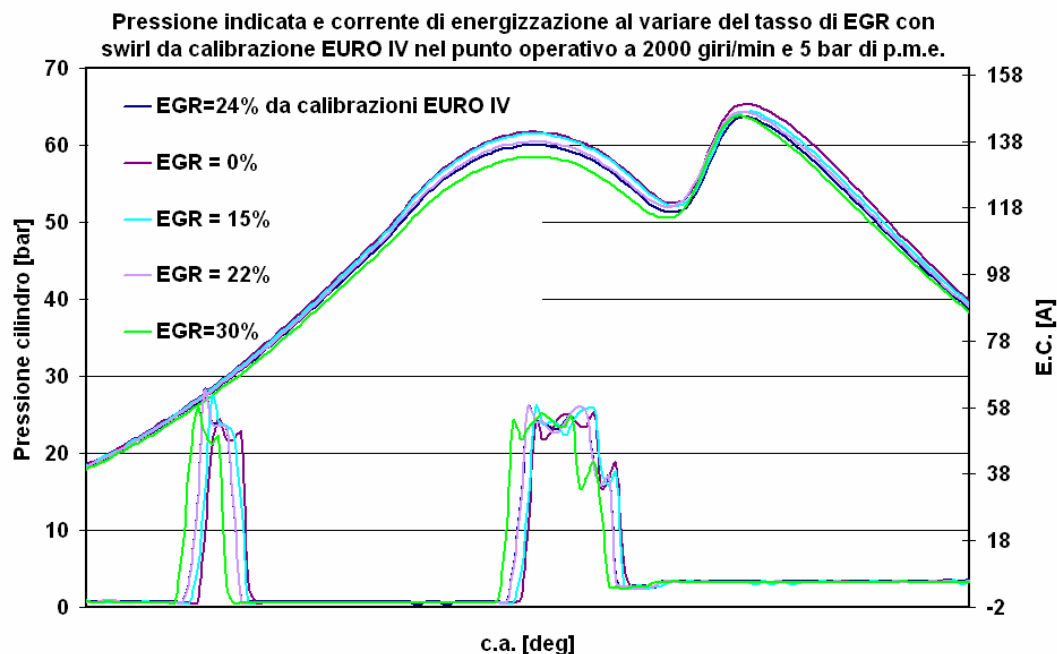


Figura 5.1.4-1: Pressione nel cilindro e corrente di energizzazione per il punto operativo 2000 giri/min e 5 bar p.m.e. con swirl da calibrazione EURO IV al variare del tasso di EGR

L'esame dell'andamento della velocità di rilascio del calore evidenzia minime variazioni della combustione pilota al crescere della frazione ricircolata; ciò perché, ad una minore efficienza dovuta alla maggiore presenza di inerti, si contrappone una quantità iniettata maggiore. Inoltre come nel punto operativo a 1500 giri/min e 5 bar di p.m.e. con parametri motoristici da calibrazioni EURO IV, la minore intensità del moto di swirl in camera di combustione, evita una minore dispersione del combustibile nel cilindro e quindi un ulteriore impoverimento della miscela causa di minore efficienza di combustione. Sul ciclo indicato di conseguenza le piccole differenze relative alle pressioni caratteristiche della fase di compressione, sono da imputare alla maggiore presenza di CO₂ e vapore acqueo.

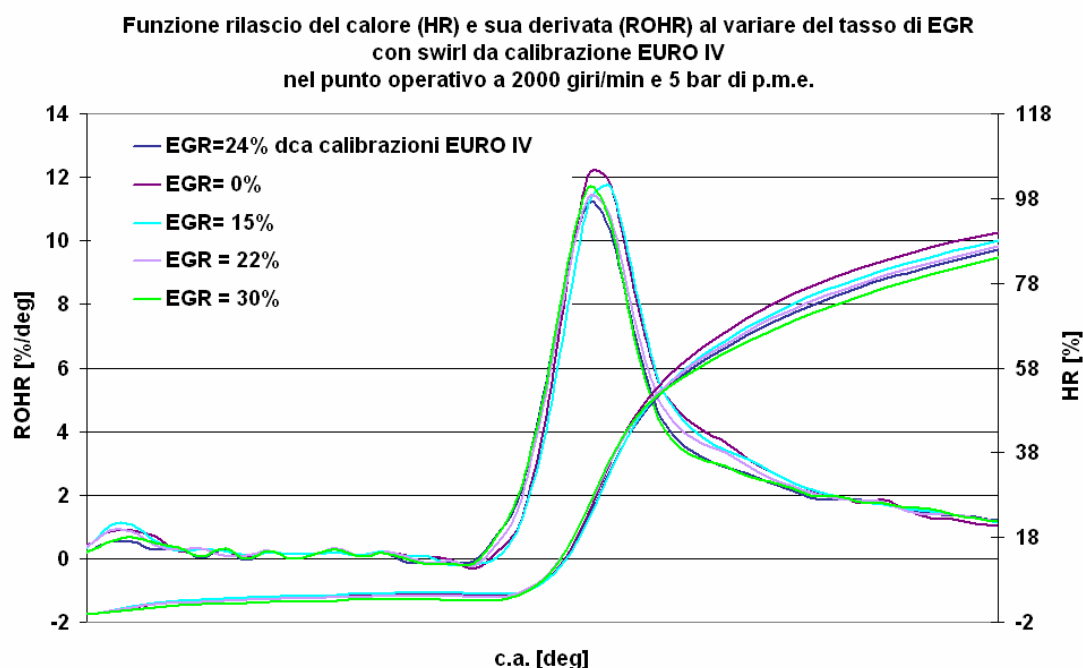


Figura 5.1.4-2: Rilascio del calore (HR) e sua derivata (ROHR) per il punto operativo 2000 giri/min e 5 bar p.m.e. con da calibrazione EURO IV al variare del tasso di EGR

La combustione principale caratterizzata da un'iniziale fase premiscelata, anch'essa risulta pressochè invariata nelle diverse condizioni operative; infatti la maggiore premiscelazione dovuta a tempi di ritardo all'accensione superiori viene bilanciata da crescenti concentrazioni di inerti in camera. Di conseguenza il ciclo indicato non subisce grosse variazioni sostanziali in termini sia di gradienti di pressione che di valori massimi raggiunti, anche perché risultano essere ridotte le variazioni del tasso di EGR testate.

L'analisi della legge di rilascio evidenzia quanto poi sarà riportato in figura 5.1.4-6 (trade-off rumore-consumo per swirl di mappa): l'efficienza di combustione diminuisce leggermente al crescere dell'EGR in seguito ad angoli di combustione più grandi.

Medesimi risultati si possono trarre analizzando i diagrammi relativi alle figure 5.1.4-3 (pressione indicata e corrente di energizzazione) e 5.1.4-4 (rilascio del calore e sua derivata) che rappresentano le condizioni operative del motore al variare del tasso di EGR ma con valore dell'indice di swirl minimo.

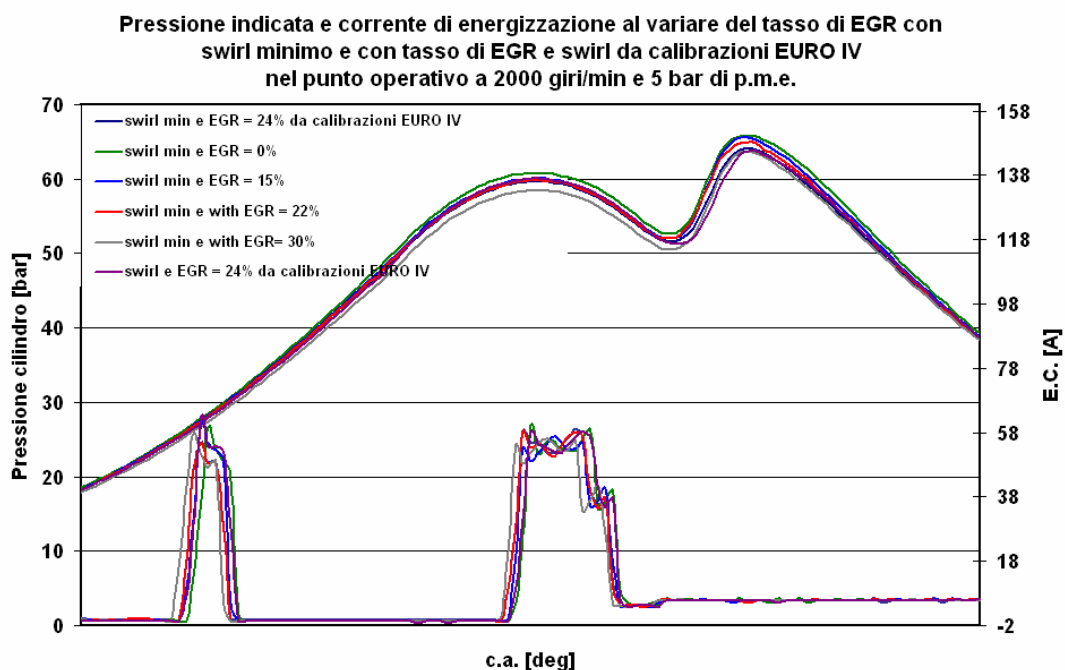


Figura 5.1.4-2: Pressione nel cilindro e corrente di energizzazione per il punto operativo 2000 giri/min e 5 bar p.m.e. con swirl minimo al variare del tasso di EGR e con swirl e tasso di EGR da calibrazioni EURO IV

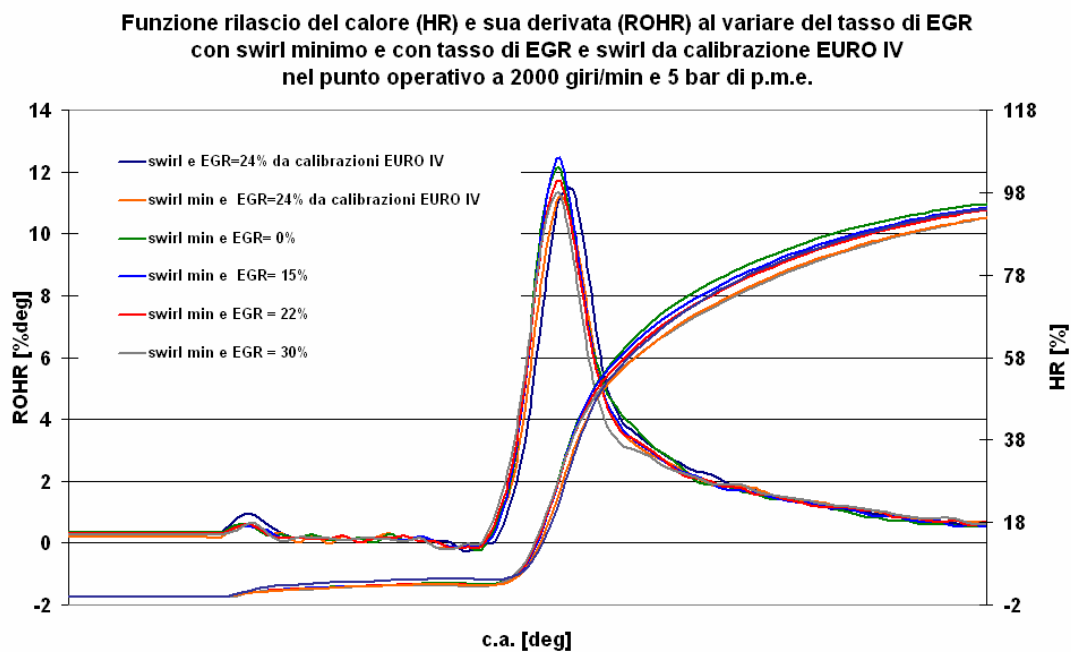


Figura 5.1.4-4: Rilascio del calore (HR) e sua derivata (ROHR) per il punto operativo 2000 giri/min e 5 bar p.m.e. con swirl di mappa al variare del tasso di EGR e con swirl e tasso di EGR da calibrazioni EURO IV

Di interesse invece sempre riferendosi alle figure sopra citate è valutare l'effetto che l'incremento di swirl, in seguito alla parzializzazione del condotto elicoidale, ha sull'evoluzione della combustione.

Le maggiori velocità caratteristiche del moto d'aria nel cilindro favoriscono una migliore miscelazione dell'aria con il combustibile, ciò assicura una maggiore premiscelazione della carica e maggiori velocità di ossidazione. Quindi ad una migliore efficienza di combustione, inoltre, si associa una ridotta perdita di lavaggio dovuta alla minima parzializzazione della valvola, con conseguente incremento del rendimento globale del motore.

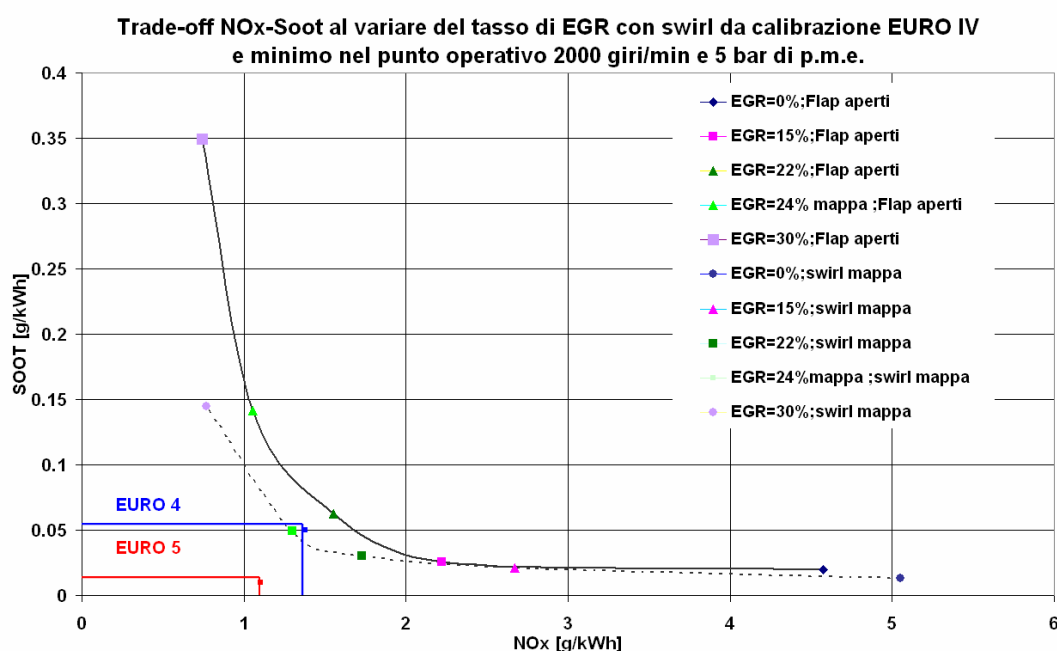


Figura 5.1.3-5: Trade-off NO_x – Soot per il punto operativo 2000 giri/min e 5 bar di p.m.e. al variare del tasso di EGR con swirl da calibrazioni EURO IV (- -) e swirl minimo (-----)

Il trade-off NO_x-soot al variare del tasso di EGR mostra il classico andamento; come negli altri casi la parzializzazione del condotto elicoidale permette il rispetto dei limiti EURO IV derivati per le condizioni operative in esame.

Il diagramma di figura 5.1.4-6, in cui è riportato il trade-off rumore consumo specifico al variare del tasso di EGR con indice di swirl imposto dalle calibrazioni del motore EURO IV, suggerisce, come ovvio, un lieve incremento dei consumi al crescere del tasso di ricircolo e per quanto concerne il rumore di combustione, conferma le

considerazioni effettuate dall'analisi dei cicli di pressione; variazioni minime della fase premiscelata comportano altrettanto minime oscillazioni del valore del rumore.

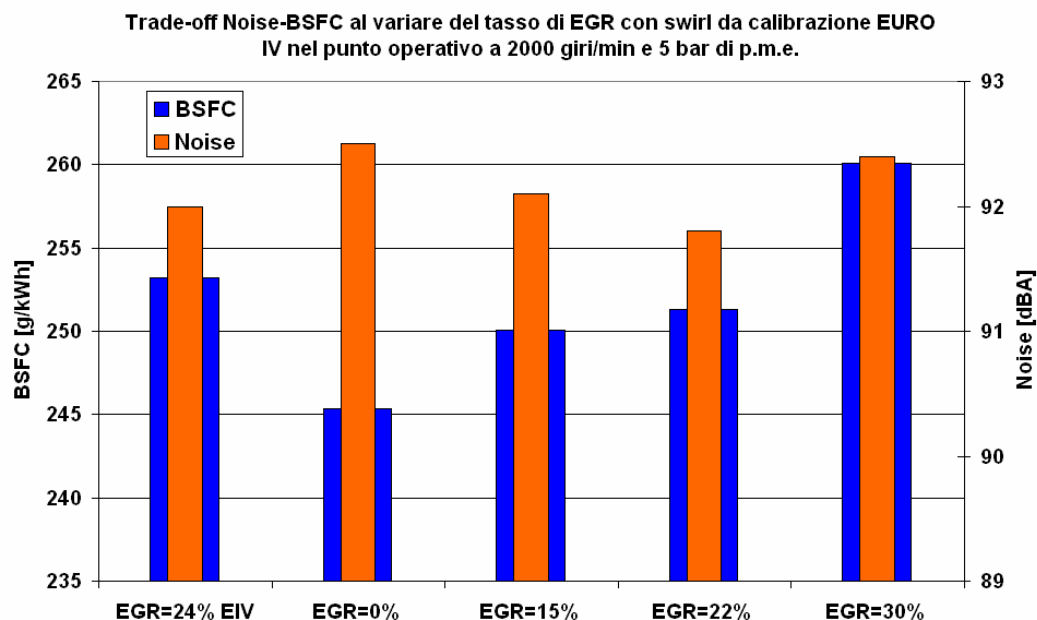


Figura 5.1.4-6: Trade-off Noise –BSFC per il punto operativo 2000 giri/min e 5 bar di p.m.e. al variare del tasso di EGR con swirl da calibrazioni EURO IV

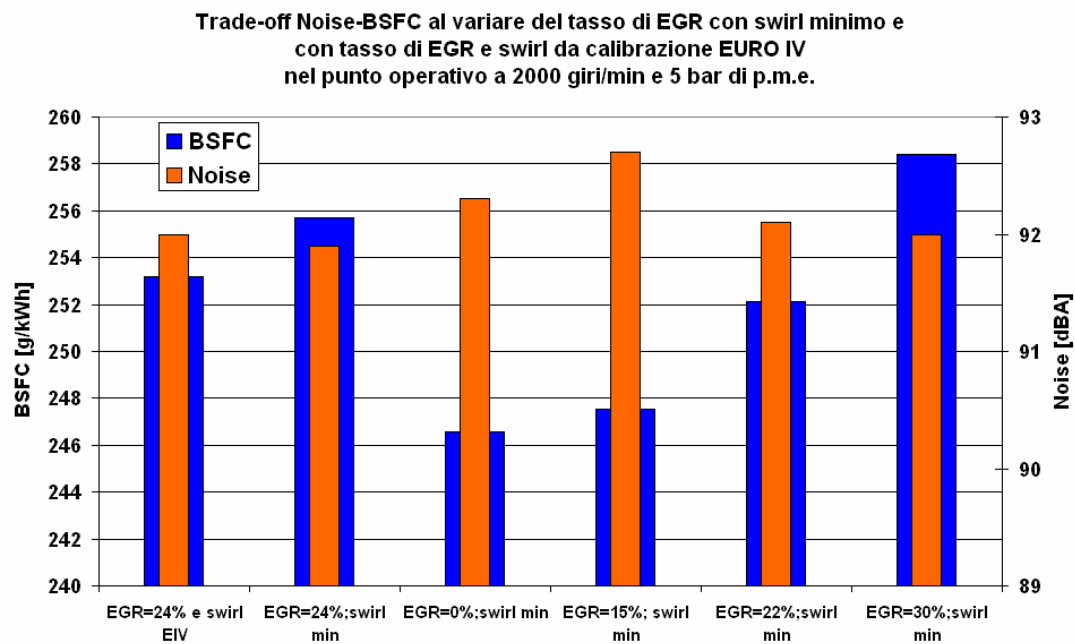


Figura 5.1.4-7: Trade-off Noise –BSFC per il punto operativo 2000 giri/min e 5 bar di p.m.e. al variare del tasso di EGR con swirl minimo e con tasso di EGR e swirl da calibrazioni EURO IV

Stesse considerazioni valgono riferendosi al diagramma di figura 5.1.4-7 (tarde-off rumore consumo specifico al variare dell'EGR con swirl minimo).

Interessante è notare, analizzando il suddetto diagramma, quanto già accennato in precedenza; la presenza di un indice di swirl superiore non comporta variazioni sensibili del rumore garantendo un'efficienza di combustione tale da bilanciare le perdite di pompaggio assicurando al motore una migliore efficienza globale.

5.1.5 Punto operativo a 2500 giri/min e 8 bar di P.M.E

In questo paragrafo sono descritte le prestazioni del motore nel punto operativo a 2500 giri/min di velocità di rotazione e 8 bar di pressione media effettiva al variare del tasso di EGR. Sono riportate nelle seguenti figure nelle diverse condizioni di prova la pressione indicata e la corrente di energizzazione (figura 5.1.5-1) e la legge di rilascio del calore e la sua derivata (figura 5.1.5-2). Nel caso esaminato le prove sono state condotte solo in condizioni di condotto elicoidale completamente aperto poiché corrispondono alle calibrazioni EURO IV e perché, per tali valori di giri e carico, una parzializzazione del condotto d'aspirazione comporterebbe un'eccessiva penalizzazione dei consumi specifici.

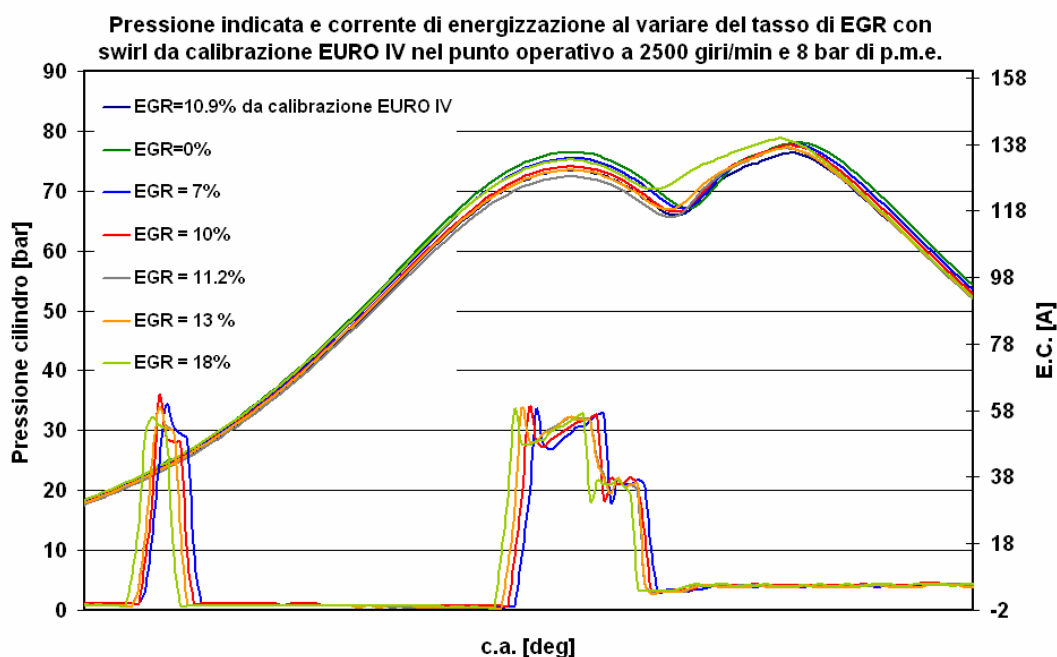


Figura 5.1.5-1: Pressione nel cilindro e corrente di energizzazione per il punto operativo 2500 giri/min e 8 bar p.m.e. con swirl da calibrazioni EURO IV al variare del tasso di EGR

L'analisi di figura 5.1.5-2 mostra come la combustione principale risulta essere quasi completamente diffusiva e preceduta da una iniziale fase premiscelata che, come si osserva, risulta diminuire all'aumentare della frazione di esausti ricircolata. Il medesimo diagramma evidenzia come il picco della velocità di rilascio del calore dovuto alla combustione diffusiva risulta all'incirca uguale per ogni condizione di prova; questo è dovuto, analizzando anche il diagramma di figura 5.1-5-4,

all'incremento di combustibile iniettato in camera di combustione. Ciò si traduce osservando il ciclo indicato in minime variazioni sulle pressioni caratteristiche della fase di combustione.

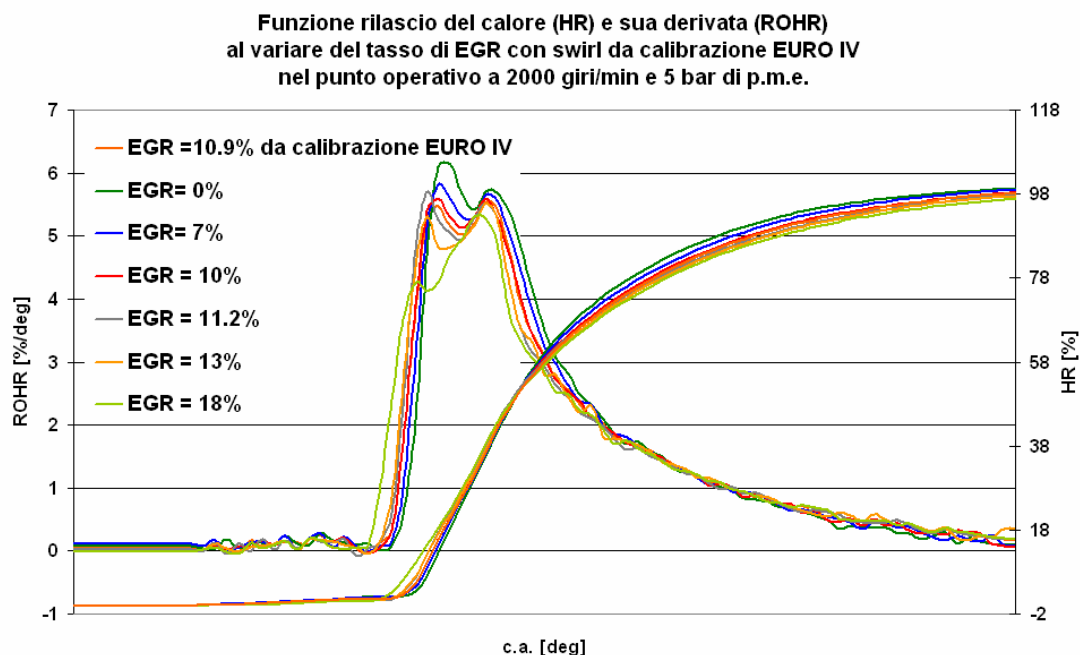


Figura 5.1.5-2: Rilascio del calore (HR) e sua derivata (ROHR) per il punto operativo 2500 giri/min e 8 bar p.m.e. con swirl da calibrazione EURO IV al variare del tasso di EGR

Il diagramma di figura 5.1.5-3 dove è riportato il trade-off NO_x -soot al variare dell'EGR evidenzia il classico andamento: al crescere della massa di inerti ricircolata diminuiscono le temperature di fiamma e quindi gli ossidi di azoto, allo stesso tempo rallentano le velocità di ossidazione del soot comportandone una maggiore concentrazione allo scarico. Si nota infine che anche in queste condizioni i valori dei parametri motoristici derivati dalle calibrazioni di serie permettono di intersecare l'area corrispondente ai limiti EURO IV ricavati le condizioni operative in esame.

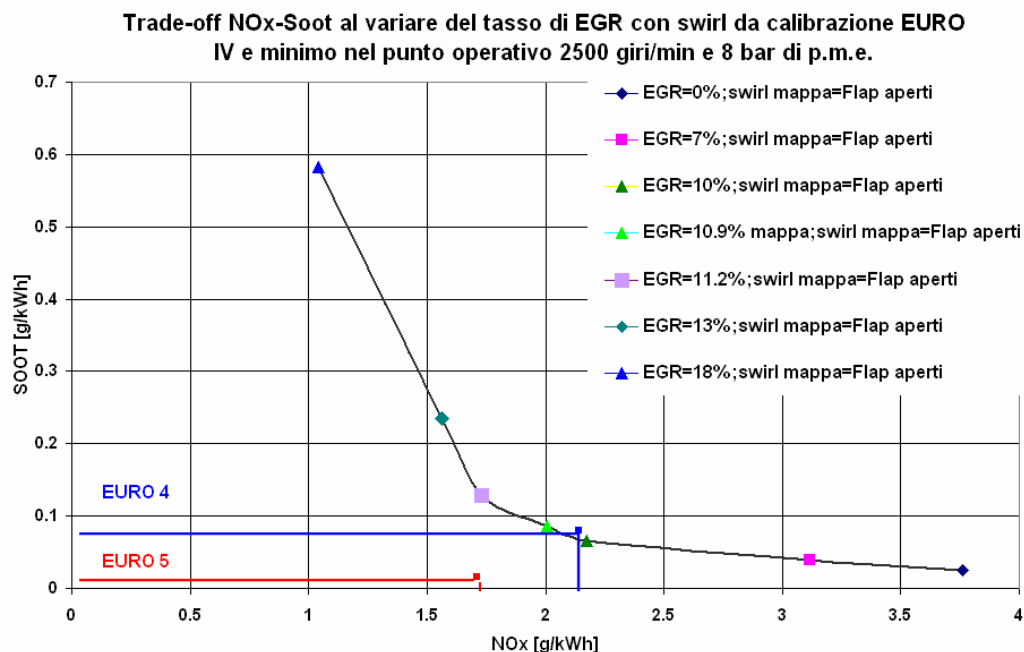


Figura 5.1.5-3: Trade-off NO_x – Soot per il punto operativo 2500 giri/min e 8 bar di p.m.e. al variare del tasso di EGR con swirl minimo (- -) e swirl mappa (-----)

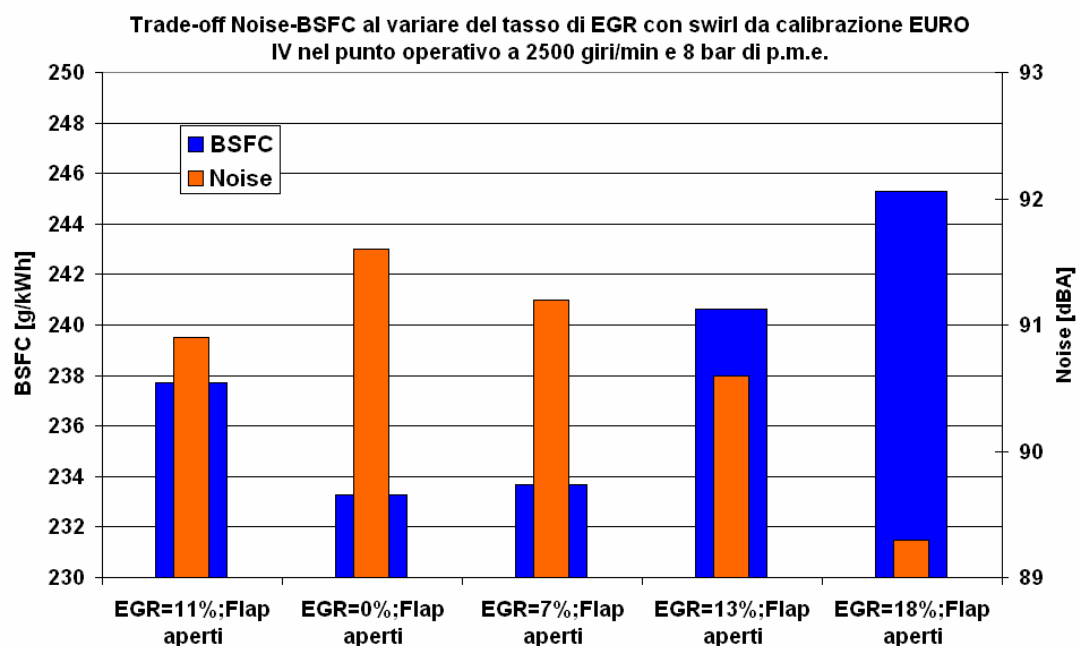


Figura 5.1.5-4: Trade-off Noise –BSFC per il punto operativo 2500 giri/min e 8 bar di p.m.e. al variare del tasso di EGR con swirl da calibrazioni EURO IV

Anche il diagramma di figura 5.1.5-4 dove è riportato il trade-off rumore-consumo specifico evidenzia risultati noti; per realizzare la stessa potenza in ogni condizione di

prova è stato necessario incrementare la quantità di combustibile iniettata all'aumentare del tasso di EGR, con conseguente riduzione del rendimento del motore; di contro la minore frazione premiscelata, al crescere delle concentrazioni di inerti nel cilindro, determina come logico un abbattimento del rumore di combustione.

5.2 Valutazione delle prestazioni del motore pluricilindrico in combustione a bassa temperatura

La seconda fase della sperimentazione sul motore pluricilindrico si è concentrata su una preliminare valutazione delle possibilità di applicazione delle combustioni a bassa temperatura in modo da ottenere una prima indicazione sui vantaggi ad esse annessi e delle problematiche con esse collegate.

In particolare si effettuato un confronto tra la strategia di combustione convenzionale e quella alternativa in quattro punti caratteristici della mappa giri-carico rappresentativi delle prestazioni del motore in termini di emissioni inquinanti; ovvero le combustioni a bassa temperatura sono state testate per velocità di rotazione del motore pari a 1500 e 2000 giri/min con valori del carico uguali a 2 e 5 bar di pressione media effettiva. I noti limiti dell'applicazione delle combustioni a bassa temperatura agli alti carichi ha suggerito di non effettuare, almeno in una fase iniziale, il confronto con la strategia convenzionale nel punto operativo a 2500 giri/min e 8 bar di p.m.e..

Le prove sono state condotte adottando una strategia ad una sola iniezione e regolando, a partire dalle calibrazioni EURO IV, i parametri motoristici in virtù di minimizzare le concentrazioni di ossidi di azoto mantenendo la fumosità a valori derivati dalle calibrazioni del motore di produzione, nell'ottica dell'installazione a bordo veicolo delle trappole per il particolato.

La scelta della strategia di iniezione adottata deriva dalle difficoltà, con gli attuali sistemi di combustione, di effettuare iniezioni pilota che non diano origine a processi di combustione precedenti l'iniezione principale.

Il confronto delle strategie di combustione verrà effettuato analizzando non solo l'andamento della pressione indicata e della velocità di rilascio del calore, ma anche in termini di emissioni, consumo specifico e rumore di combustione.

5.2.1 Punto operativo a 1500 giri/min e 2 bar di P.M.E

Il primo punto operativo testato è quello corrispondente ad una velocità angolare di 1500 giri/min e 2 bar di p.m.e.

In figura 5.2.1-1 sono riportate, per le due strategie di combustione adottate, in funzione dell'angolo di manovella, le pressioni indicate e le velocità di rilascio del calore.

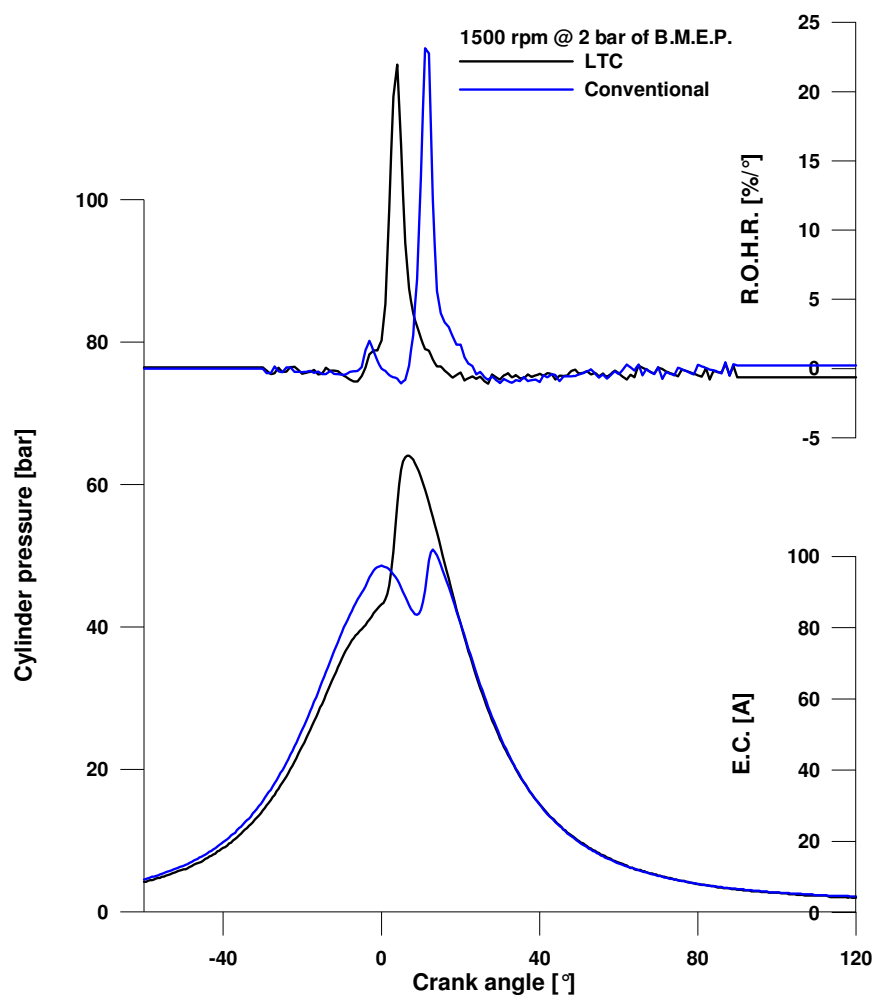


Figura 5.2.1-1: Diagramma della pressione indicata e della velocità di rilascio del calore per la strategia di combustione convenzionale (----) e per quella a bassa temperatura (----) nel punto operativo a 1500 giri/min e 2 bar di p.m.e.

L'analisi del ciclo di pressione evidenzia come per le condizioni di combustione a bassa temperatura, le pressioni caratteristiche della fase di compressione risultano essere

più basse; ciò dovuto sia all'assenza della fase di combustione pilota sia alla fase di vaporizzazione del combustibile dell'iniezione principale che, dato l'anticipo e le quantità iniettate, diventa considerevole. A ciò si aggiunge una maggiore presenza di inerti nel cilindro ed una pressione di sovralimentazione leggermente ridotta.

L'analisi del diagramma di velocità di rilascio del calore evidenzia che la strategia di combustione alternativa si presenta totalmente premiscelata e immediatamente preceduta dalla presenza delle cosiddette fiamme fredde ovvero, come già detto, da reazioni di combustione a bassa temperatura caratterizzate dallo sviluppo di radicali attivi e debolmente esotermiche tanto da non attivare le reazioni di alta temperatura.

Il valore massimo della velocità di rilascio del calore risulta pressochè identico nelle due condizioni di funzionamento, di conseguenza i gradienti di pressione sono all'incirca uguali.

Inoltre in tali condizioni la combustione sviluppandosi in prossimità del punto morto superiore determina valori di pressione massimi più elevati.

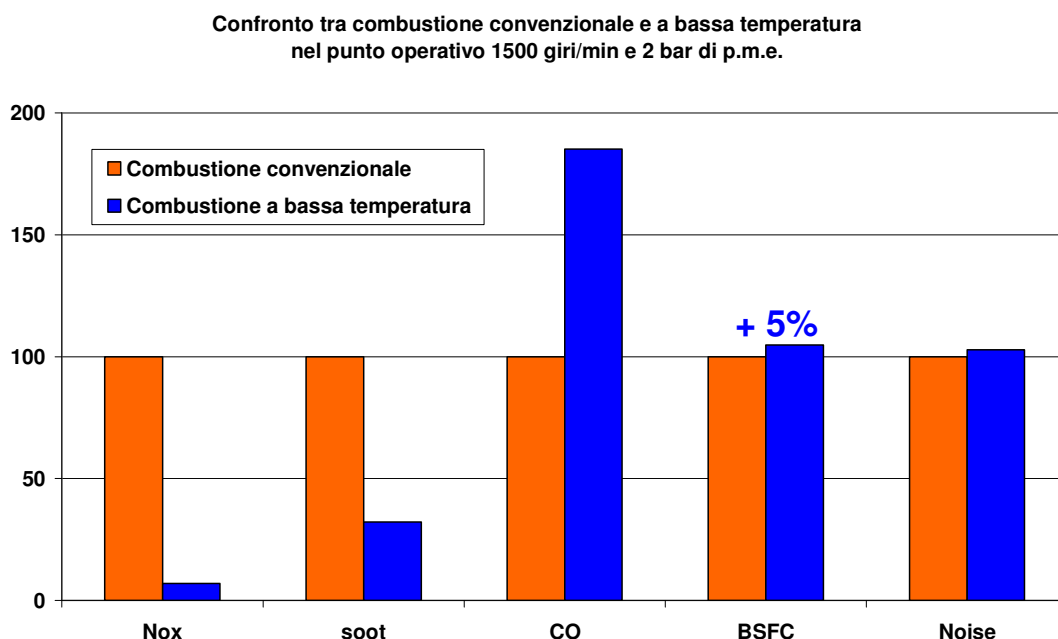


Figura 5.2.1-2: Confronto in termini di concentrazione di ossidi di azoto (NO_x), particolato (soot), incombusti (CO), di consumo specifico (BSFC) e di rumore di combustione (Noise) tra la strategia di combustione convenzionale (■) e a bassa temperatura (■) per il punto operativo a 1500 giri/min e 2 bar di p.m.e.

L'analisi del diagramma di figura 5.2.1-2 evidenzia che la strategia di combustione a bassa temperatura determina notevole abbattimento delle emissioni di ossidi di azoto e particolato, indice appunto, di un'avvenuta premiscelazione della carica con conseguente riduzione della densità di zone a rapporto aria-combustibile ricco.

Le basse temperature di combustione se da una parte favorisco la riduzione degli ossidi di azoto dall'altra determinano processi di combustione meno efficienti; di conseguenza si riscontrano incrementi nei consumi e nelle quantità di incombusti allo scarico.

Come deducibile dalle curve di rilascio del calore, testate, il rumore di combustione risulta simile per le due condizioni, ciò a riprova di quanto già discusso in merito all'analisi dei cicli di pressione.

5.2.2 Punto operativo a 1500 giri/min e 5 bar di P.M.E

Il secondo punto testato è relativo ad una velocità di rotazione del motore di 1500 giri/min e 5 bar di p.m.e.

In figura 5.2.2-1 è riportato il diagramma della pressione indicata nel cilindro e la velocità di rilascio del calore in funzione dell'angolo di manovella nelle condizioni di combustione convenzionale e a bassa temperatura.

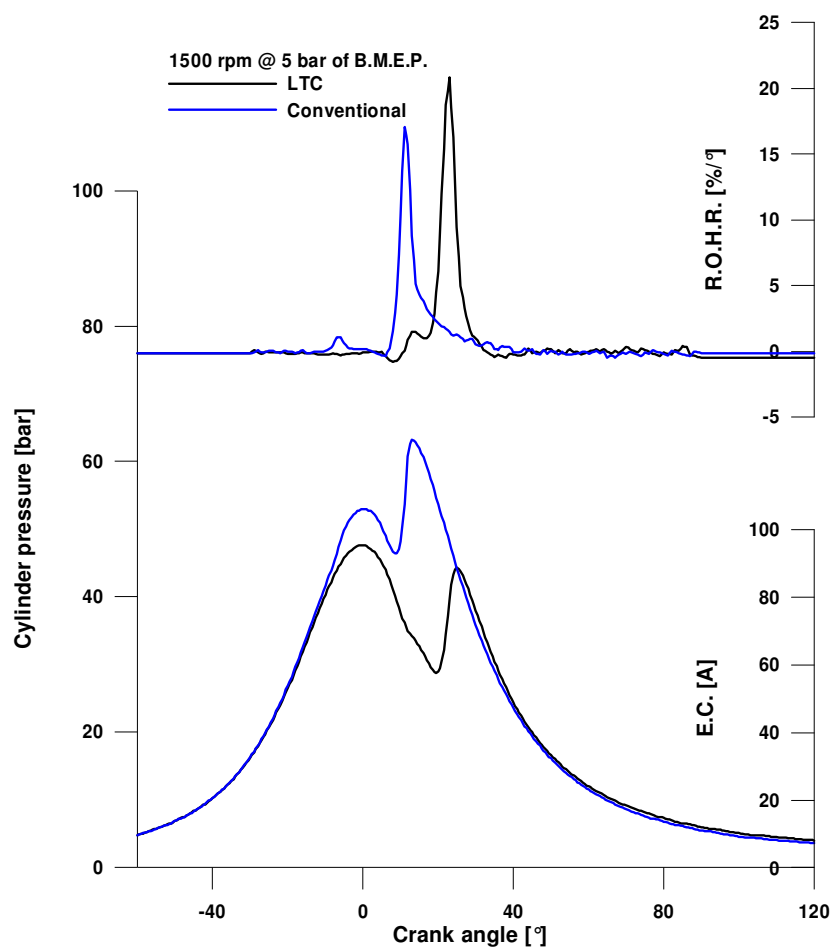


Figura 5.2.2-1: Diagramma della pressione indicata e della velocità di rilascio del calore per la strategia di combustione convenzionale (---) e per quella a bassa temperatura (----) nel punto operativo a 1500 giri/min e 5 bar di p.m.e.

L'analisi della citata figura permette di effettuare alcune considerazioni: in primis le pressioni caratteristiche della fase di compressione, per le combustioni a bassa temperatura, sono notevolmente più basse a causa dell'assenza della combustione pilota e dell'ingente quantità di inerti.

La realizzazione delle combustioni alternative richiede all'aumentare della quantità iniettata, un tempo di ritardo all'accensione maggiore per ottenere condizioni sufficienti di premiscelazione. Ciò, nelle condizioni operative in esame, è stato realizzato, ritardando leggermente l'iniezione rispetto al PMS.

Stesso effetto poteva essere raggiunto, come nel punto operativo a 1500 giri/min e 2 bar di p.m.e., anticipando ulteriormente l'iniezione; tale strategia è stata però messa da parte poiché gli anticipi richiesti originavano problemi di impatto del getto sulle pareti della camera di combustione provocando un incremento notevole di incombusti allo scarico. Inoltre risultava anticipando l'iniezione più problematico il controllo dell'istante di accensione dando origine o a fenomeni di detonazione o a combustioni anticipate rispetto al PMS con conseguente crollo della coppia erogata.

È logico capire, anche osservando il diagramma di figura, che effetto di un'iniezione posticipata è avere un processo di combustione che ha luogo in fase di espansione con conseguente diminuzione del rendimento del motore.

La descrizione delle condizioni di funzionamento del motore in questo punto operativo permette quindi, di mettere in luce le difficoltà di realizzare strategie di combustione a bassa temperatura al crescere del carico, poiché la ricerca della premiscelazione della carica è in opposizione con la corretta fasatura della combustione rispetto al punto morto superiore e quindi con l'ottimizzazione del motore in funzione del suo rendimento.

Quanto già accennato può essere osservato analizzando il diagramma di figura 5.2.2-2 dove è riportato il confronto nel punto operativo in esame tra le due strategie di combustione in termini di emissioni, consumo e rumore.

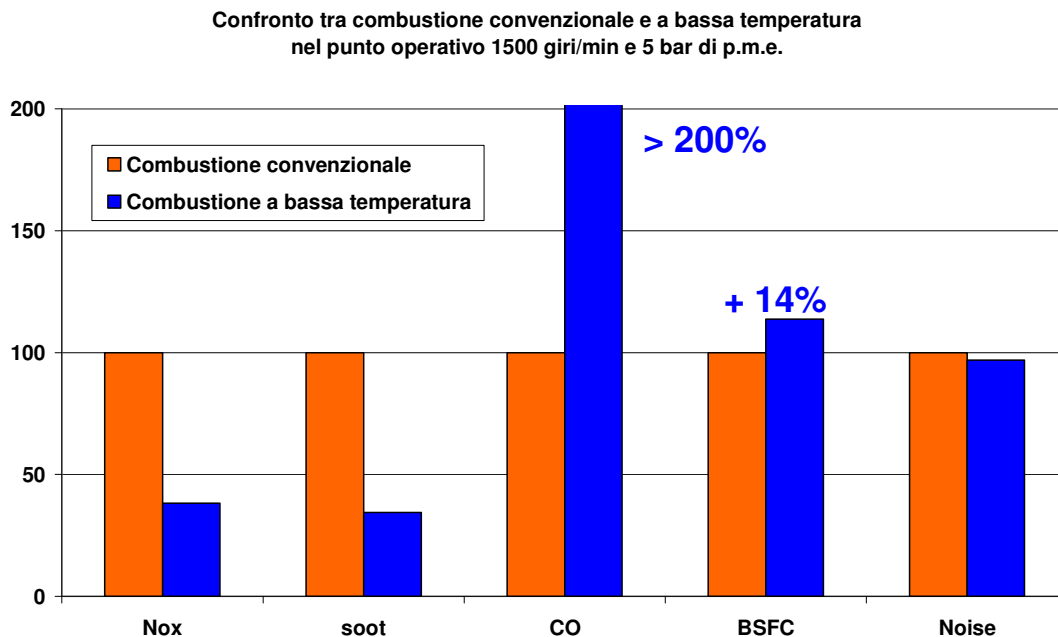


Figura 5.2.2-2: Confronto in termini di concentrazione di ossidi di azoto (NO_x), particolato (soot), incombusti (CO), di consumo specifico (BSFC) e di rumore di combustione (Noise) tra la strategia di combustione convenzionale (■) e a bassa temperatura (■) per il punto operativo a 1500 giri/mi e 5 bar di p.m.e.

Come detto è palese un notevole incremento dei consumi (+14%) e delle emissioni di incombusti indice di una combustione poco efficiente; allo stesso modo è notevole la riduzione delle emissioni di ossidi di azoto e particolato, indice di una sufficiente premiscelazione raggiunta.

Anche per il rumore si annotano dei miglioramenti per lo più dovuti al forte ritardo con cui la combustione ha luogo.

5.2.3 Punto operativo a 2000 giri/min e 2 bar di P.M.E

Il terzo punto operativo testato è quello corrispondente a 2000 giri/min come velocità di rotazione e 2 bar di p.me..

In figura 5.2.3-1 sono riportati in funzione dell'angolo di manovella la pressione indicata e la velocità del rilascio del calore per le due strategie di combustione, convenzionale e bassa temperatura, adottate.

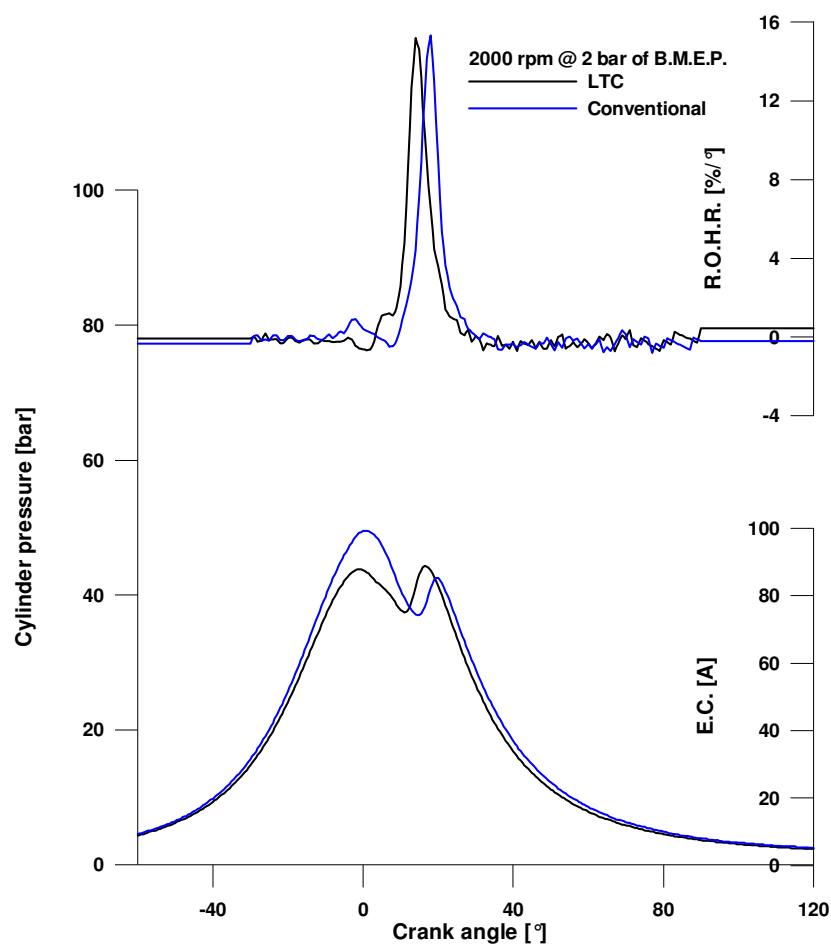


Figura 5.2.3-1: Diagramma della pressione indicata e della velocità di rilascio del calore per la strategia di combustione convenzionale (---) e per quella a bassa temperatura (----) nel punto operativo a 2000 giri/min e 2 bar di p.m.e.

Così come già descritto per le precedenti condizioni operative le pressioni caratteristiche della fase di compressione subiscono, adottando una strategia alternativa, un abbassamento dovuto in tal caso principalmente alla notevole diluizione della carica e alla pressione di sovralimentazione più bassa.

Analizzando il diagramma di figura relativo alla velocità di rilascio si nota immediatamente, per le condizioni alternative, una fase di combustione più efficiente in seguito ad un ridotto angolo di combustione.

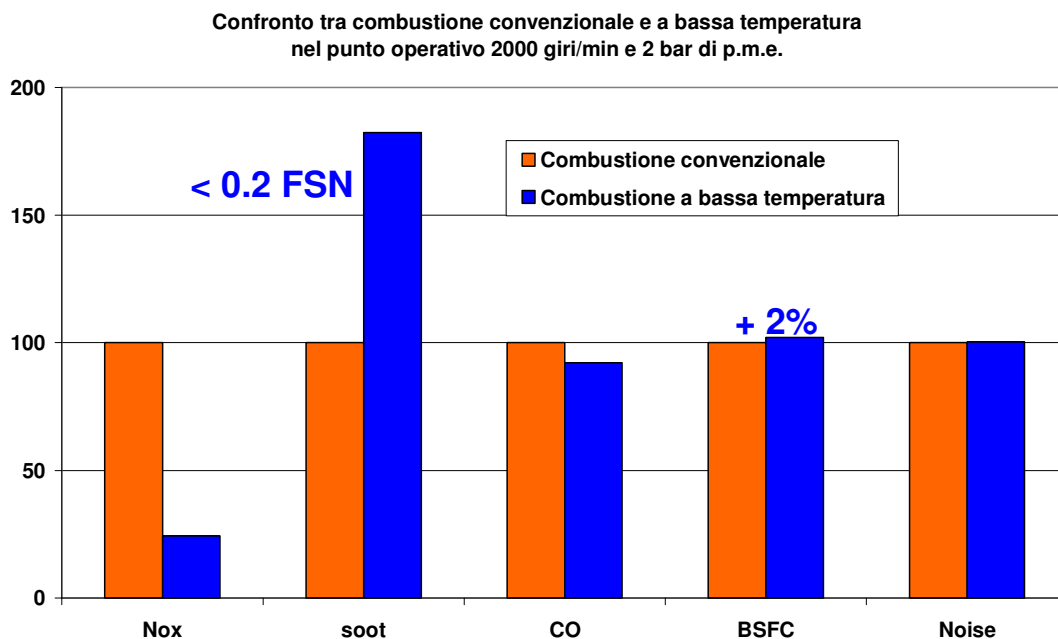


Figura 5.2.3-2: Confronto in termini di concentrazione di ossidi di azoto (NO_x), particolato (soot), incombusti (CO), di consumo specifico (BSFC) e di rumore di combustione (Noise) tra la strategia di combustione convenzionale (■) e a bassa temperatura (■) per il punto operativo a 2000 giri/mi e 2 bar di p.m.e.

Tali fenomeni si traducono analizzando il diagramma di figura 5.2.3-2, dove sono rappresentati i confronti tra combustione convenzionale e alternativa in termini di emissioni, consumo e rumore, in una riduzione degli ossidi di azoto imputabile come al solito all'abbassamento drastico delle temperature di fiamma; in una leggera variazione del consumo e delle concentrazioni di incombusti allo scarico sintomo di una ridotta perdita di efficienza del motore. Si osserva inoltre un leggero incremento del rumore di combustione legato principalmente alla fasatura della combustione rispetto al punto morto superiore.

Per quanto riguarda la fumosità allo scarico l'incremento riscontrato in seguito all'adozione di una strategia di combustione a bassa temperatura, è da considerarsi trascurabile dato che in valore assoluto la fumosità percepita è al di sotto di 0,15 FSN. Inoltre in tali condizioni le differenze esistenti possono essere imputate in parte all'incertezza di misura della strumentazione.

5.2.4 Punto operativo a 2000 giri/min e 5 bar di P.M.E

L'ultimo punto operativo testato è quello a 2000 giri/min come velocità di rotazione e 5 bar di pressione media effettiva.

In figura 5.2.4-1 è riportato il diagramma di pressione indicata e velocità di rilascio del calore per entrambe le modalità di combustione, convenzionale e bassa temperatura, adottate.

Così come visto per il punto operativo precedentemente descritto a 1500 giri/min e 5 bar di p.m.e., all'aumentare del carico e quindi della quantità iniettata, in condizioni a bassa temperatura, i tempi necessari per una corretta premiscelazione risultano essere tali da ridurre il rendimento del motore a causa di una fase di combustione che si sposta verso la fase di espansione.

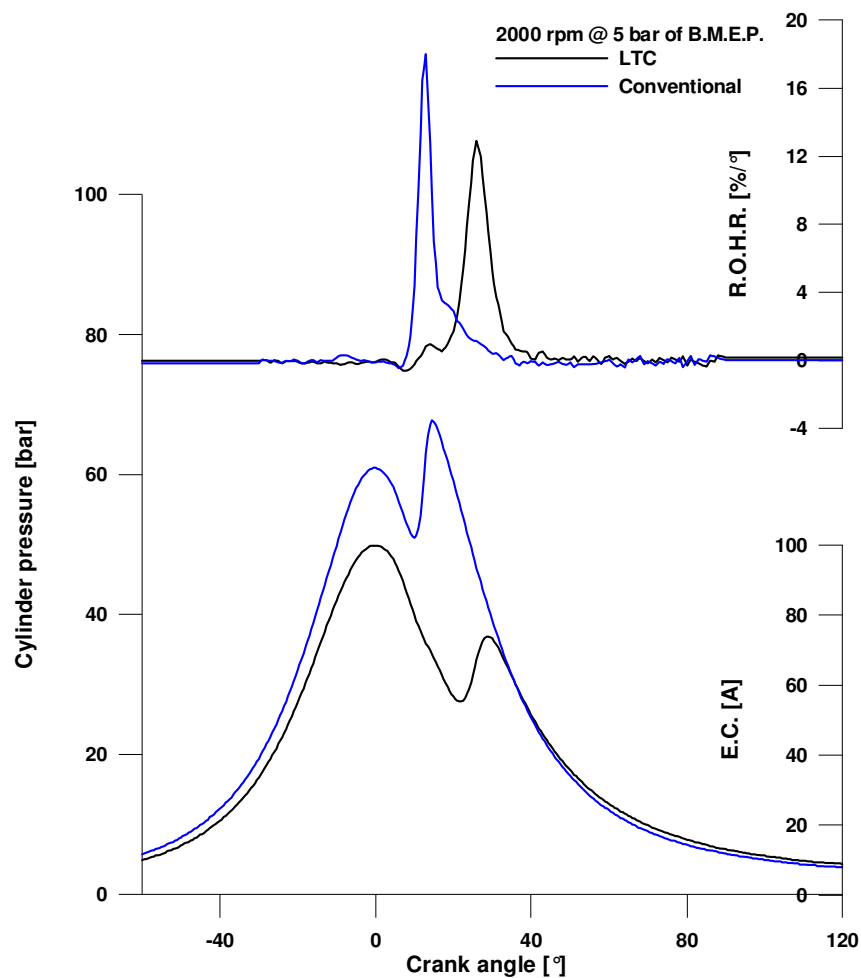


Figura 5.2.4-1: Diagramma della pressione indicata e della velocità di rilascio del calore per la strategia di combustione convenzionale (----) e per quella a bassa temperatura (----) nel punto operativo a 2000 giri/min e 5 bar di p.m.e.

L'analisi del diagramma di figura 5.2.4-2 conferma quanto prima affermato: infatti una minore efficienza di combustione caratterizza la combustione a bassa temperatura come dimostra l'incremento dei consumi e della concentrazione di incombusti allo scarico.

Inoltre l'aumento della fumosità allo scarico è probabilmente da imputare ad un eccessivo rallentamento delle velocità di ossidazione causato da una elevata concentrazione di inerti in camera.

Come già visto la diluizione della carica favorisce l'abbattimento degli ossidi di azoto e del rumore di combustione

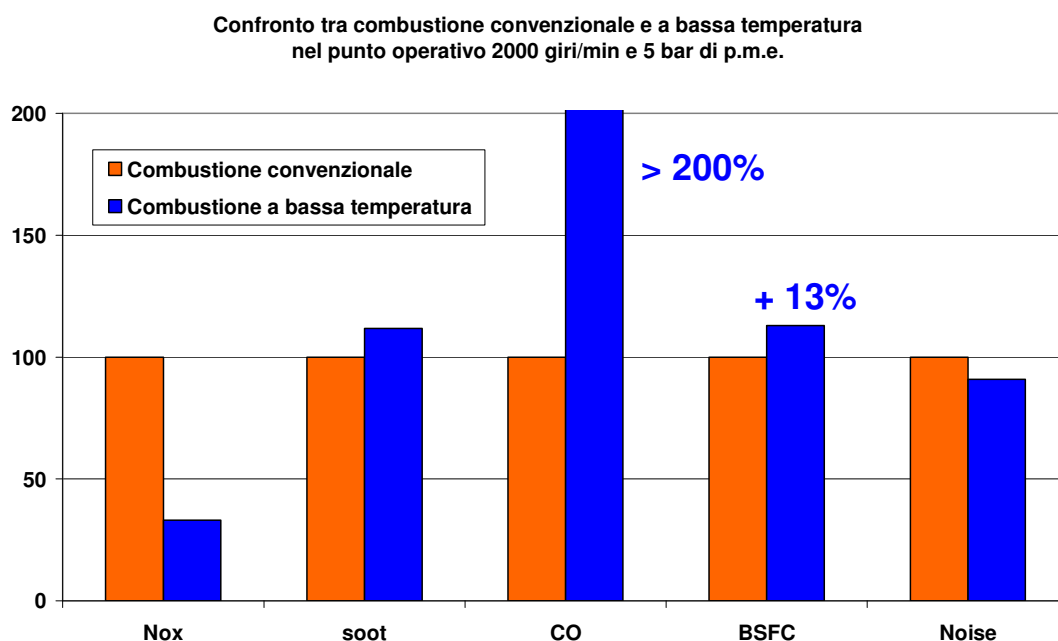


Figura 5.2.4-2: Confronto in termini di concentrazione di ossidi di azoto (NO_x), particolato (soot), incombusti (CO), di consumo specifico (BSFC) e di rumore di combustione (Noise) tra la strategia di combustione convenzionale (■) e a bassa temperatura (■) per il punto operativo a 2000 giri/min e 5 bar di p.m.e.

5.3 Conclusioni

La fase di sperimentazione sul motore pluricilindrico derivato dalla produzione di serie, come già ampiamente spiegato, ha avuto come primo obiettivo quello di fornire delle precise indicazioni sul funzionamento del motore in particolari punti della mappa giri-carico caratteristici del ciclo di omologazione ECE UDC+EUDC.

In particolare il motore è stato inizialmente caratterizzato secondo le calibrazioni EURO IV, in modo da possedere un riferimento per valutare, in maniera precisa, gli eventuali miglioramenti derivanti dall'applicazione di nuove strategie di combustione o da cambiamenti dell'architettura del motore.

Come già affermato tale fase si è resa necessaria per avere a disposizione un termine di paragone delle prestazioni del motore una volta affrontate le strategie di combustione a bassa temperatura o in caso di eventuali modifiche alla architettura del motore stesso.

Quindi sono stati prodotti in ogni condizione operativa i trade-off NO_x -soot al variare del tasso di EGR variando la strategia di iniezione, come già descritto, in modo da conservare il valore del baricentro di combustione e del rumore imposti dalle calibrazioni del motore di produzione EURO IV.

Gli stessi trade-off sono stati ripetuti riducendo l'indice di swirl in camera di combustione al minimo possibile (condotto elicoidale completamente aperto) per valutare in differenti condizioni di giri e carico l'influenza della turbolenza dell'aria sulle prestazioni del motore.

Tali prove hanno appunto permesso di identificare e quantificare l'influenza dello swirl in camera di combustione. In particolare la regolazione dell'indice di swirl risulta molto utile ai carichi medi (5 bar di p.m.e.). In tali condizioni risultano essere bilanciate le perdite di lavaggio dovute alla strozzatura del condotto di aspirazione, ottenendo un miglioramento delle emissioni senza peggioramento del rendimento.

Dal punto di vista delle emissioni proprio la migliore miscelazione aria-combustibile, ai bassi carichi dove la fase premiscelata è predominante nel processo di combustione, garantisce valori della fumosità allo scarico pressochè invarianti con la concentrazione di inerti in camera. Una limitazione quindi al tasso di EGR, in tali condizioni operative, è rappresentata solo dall'incremento dei consumi e dall'instaurarsi di processi di combustione fortemente instabili.

La sperimentazione dedicata ad una preliminare applicazione delle combustioni a bassa temperatura ha evidenziato tutti i vantaggi ma soprattutto tutte le difficoltà e gli inconvenienti di questi sistemi di combustione. Infatti la necessità di una sufficiente premiscelazione per realizzare condizioni di combustione alternativa mal si accorda con l'obbligo di far avvenire la combustione per garantire al motore un adeguato rendimento. Tale effetto si riscontra soprattutto ai carichi medi dove la maggiore quantità iniettata richiede tempi di ritardo all'accensione superiori comportando processi di combustione aventi luogo in inoltrata fase di espansione.

Ciò suggerisce che una chiave di successo per l'applicazione delle combustioni alternative ai carichi più elevati sia quella di garantire ritardi all'accensione opportuni evitando di ritardare eccessivamente la combustione.

Obiettivo della sperimentazione futura sul motore pluricilindrico sarà sicuramente l'approfondimento delle tematiche relative alle combustioni a bassa temperatura cercando di individuare strategie migliori di quelle descritte per rientrare in valori di consumo specifico accettabile e cercando di estendere a carichi più elevati i processi di combustione alternativa.

Bibliografia

- [1] "Effect of EGR on Heat Release in Diesel Combustion" – N Ladommatos, S. M. Abdelhalim, H. Zhao, Z. Hu – SAE Paper no. 980184, 1998
- [2] "Il motore diesel per la trazione stradale" – C. Bertoli, M. Migliaccio – Rocco Curto Editore, 1989
- [3] "Internal Combustion Engine Fundamentals" – J.B. Heywood – McGraw-Hill, 2000
- [4] M. Migliaccio, R. Della Volpe – "Motori a Combustione Interna" – Liguori Editore. 2000
- [5] "A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging" – J. Dec – SAE Paper 970873, 1997
- [6] "Homogeneous charge compression ignition (HCCI) of diesel fuel" – A. Gray, T. W. Ryan – SAE Paper no. 971676, 1997

- [7] “Mixture Formation and Combustion Control for Low Emission DI Diesel Combustion with HCCI-characteristics – E. Muller, A. Groenendijk – THIESEL 2002 Conference on Thermo and Fluid-dynamic Processes in Diesel Engines, 2002

Conclusioni

Il lavoro di tesi svolto a conclusione del corso di dottorato in “Ingegneria dei Sistemi Meccanici” ha avuto come obiettivo l’approfondimento delle problematiche inerenti la futura applicazione delle unità motrici alimentate a gasolio, sui veicoli stradali destinati al trasporto passeggeri nel rispetto delle normative EURO V e post-EURO V, imposte dalla Comunità Europea, in materia di emissioni di inquinanti allo scarico dei veicoli stradali equipaggiati con motori a combustione interna.

In tale ambito il lavoro di tesi descritto rientra in un progetto integrato svolto dall’ “Istituto Motori” del Consiglio Nazionale delle Ricerche di Napoli, sullo studio di nuovi sistemi di combustione diesel in grado di soddisfare le esigenze del mercato (alte prestazioni, bassi consumi) e le limitazioni imposte per le emissioni inquinanti allo scarico.

In questa ottica l’approfondimento delle conoscenze legate alle combustioni premiscelate a bassa temperatura, per una possibile applicazione ai motori diesel per la trazione stradale leggera, è stato realizzato, effettuando una sperimentazione integrata con due unità motrici, monocilindrico e pluricilindrico, entrambi derivati dal motore di produzione Fiat 1.9 JTD 16V M-jet nella versione EURO IV.

Scopo iniziale del seguente lavoro è stato progettare un monocilindrico da ricerca che fosse caratterizzato da una completa flessibilità di funzionamento, fondamentale per un approfondito studio riguardante l’influenza di tutti i parametri motoristici, sui processi di combustione diesel definiti innovativi.

La fase di progettazione, realizzazione e allestimento del monocilindrico ha occupato la maggior parte del periodo relativo al corso di dottorato.

Infatti la necessità di conferire al motore l’indipendenza dei parametri di funzionamento voluta, ha richiesto uno studio approfondito delle prestazioni offerte dal motore di riferimento, in maniera da costituire un sistema che non solo fosse in grado di riprodurre, in un certo senso, le sue condizioni operative ma anche, di esplorare un campo operativo più ampio, per evidenziare condizioni di funzionamento vantaggiose altrimenti inesplorabili con un’unità di produzione.

La bontà delle scelte progettuali effettuate nella realizzazione del monocilindrico è stata valutata mediante una serie di test atti a verificarne l’affidabilità sotto le condizioni di carico prestabilite; sono state valutate, inoltre, le sue prestazioni in confronto a quelle

offerte dal motore di produzione, per identificare e quantificare le differenze esistenti, in termini anche di emissioni inquinanti prodotte, tra i due sistemi.

La fase sperimentale si è arricchita di un tentativo preliminare di applicazione delle strategie di combustione a bassa temperatura in condizioni di bassi giri e basso carico. Come descritto nel capitolo IV riguardante la sperimentazione sul monocilindrico, i risultati ottenuti confermano tutti i vantaggi e le problematiche derivanti dall'applicazione delle combustioni a bassa temperatura. Infatti a fronte di una riduzione notevole delle emissioni di particolato e ossidi di azoto, si assiste ad un calo del rendimento del motore, frutto di importanti concentrazioni di inerti in camera di combustione (CO_2 e H_2O).

È ovvio che, nell'immediato futuro, uno studio più approfondito delle combustioni premiscelate debba essere affrontato sul monocilindrico che, grazie alle sue caratteristiche di completa flessibilità di funzionamento, costituisce una lente di ingrandimento sul processo di combustione a bassa temperatura e sui parametri che la regolano. In particolare dovranno essere valutati gli effetti che alcune modifiche al sistema di combustione comportano in termini di prestazioni ed emissioni del motore.

Parallelamente l'attività di ricerca si è concentrata, inizialmente, sull'allestimento del motore pluricilindrico prototipo derivato dal Fiat 1.9 JTD 16V M-jet con sistema di combustione ed iniezione gemello al monocilindrico.

La fase di sperimentazione sul pluricilindrico si è concentrata sulla caratterizzazione del motore (prestazioni ed emissioni), nella sua configurazione di partenza, nei cinque punti operativi della mappa giri-carico (1500 giri/min 2 e 5 bar di p.m.e., 2000 giri/min 2 e 5 bar di p.m.e., 2500 giri/min e 8 bar di p.m.e.), caratteristici della prova di omologazione ECE UDC+EUDC.

Questa fase risulta essere di fondamentale importanza per valutare l'influenza sulle prestazioni del motore, derivanti dall'applicazione o dei sistemi di combustioni innovative e/o da modifiche effettuate sul sistema di combustione.

Per ogni punto prova menzionato, le prestazioni del motore sono state determinate effettuando il classico trade-off Nox-soot al variare del tasso di EGR; inoltre il trade-off è stato ripetuto aprendo completamente il condotto d'aspirazione elicoidale e riducendo, quindi, il valore dell'indice di swirl in camera di combustione.

In primis, tali prove hanno appunto permesso di identificare e quantificare l'influenza dello swirl in camera di combustione. In particolare la regolazione dell'indice di swirl risulta molto utile ai carichi medi (5 bar di p.m.e.). Infatti, in tali condizioni risultano essere bilanciate le perdite di pompaggio dovute alla strozzatura del condotto di aspirazione, ottenendo un miglioramento delle emissioni senza peggioramento del rendimento.

Dal punto di vista delle emissioni proprio la migliore miscelazione aria-combustibile dovuto ad indici di swirl elevati, ai bassi carichi, dove la fase premiscelata è predominante nel processo di combustione, garantisce valori della fumosità allo scarico pressochè invariati con la concentrazione di inerti in camera. Una limitazione quindi al tasso di EGR, in tali condizioni operative, è rappresentata solo dall'incremento dei consumi e dall'instaurarsi di processi di combustione fortemente instabili.

La successiva applicazione delle combustioni a bassa temperatura ha messo in luce le difficoltà relative ad una loro applicazione ad un motore di produzione dove sono forti le correlazioni esistenti tra i parametri operativi.

Dai risultati raccolti non emergono eccessive complicazioni nell'applicazione delle strategie di combustione premiscelata ai bassi carichi (2 e 3 bar di p.m.e.); si assiste solo ad un leggero peggioramento dei consumi e delle concentrazioni di incombusti allo scarico. Ai medi carichi (5 bar di p.m.e.) risulta essere più complesso il controllo dell'iniezione, in funzione di una corretta fasatura dell'istante di accensione rispetto al PMS, tale da non penalizzare il rendimento del motore e le concentrazioni di incombusti allo scarico.

È chiaro allora, sulla base delle esperienze fornite dalla sperimentazione effettuata sul monocilindrico, che lo studio delle combustioni a bassa temperatura, sul pluricilindrico, consisterà nell'individuazione di opportune modifiche da effettuare al sistema di combustione, per raggiungere gli obiettivi prefissati di riduzione dei consumi ed applicabilità agli alti carichi delle combustioni premiscelate.